

MITTHEILUNGEN

KÖNIGLICHES POLYTECHNISCHES SCHULE

BERLIN

DRUCK

VERLAG

HEFT 2

VERGLEICHENDE ANATOMIE DER THIERE
VON DR. MED. H. J. MOHR
VERLAG VON DR. H. J. MOHR
WÜRZBURG



PLATINUM

VERGLEICHENDE ANATOMIE DER THIERE

1890

MITTHEILUNGEN
DER
KÖN. SÄCHS. POLYTECHNISCHEN SCHULE
ZU
DRESDEN.

HEFT 2.

VERSUCHE ÜBER DEN KRAFTBEDARF DER MASCHINEN IN DER FLACHS- UND
WERGSPINNEREI.



LEIPZIG.
DRUCK UND VERLAG VON B. G. TEUBNER.
1869.

VERSUCHE
ÜBER
DEN KRAFTBEDARF DER MASCHINEN
IN DER
FLACHS- UND WERGSPINNEREI,

AUSGEFÜHRT

VON

DR. ERNST HARTIG,

PROFESSOR DER MECHAN. TECHNOLOGIE AN DER KÖN. POLYTECHN. SCHULE ZU DRESDEN,

UNTER MITWIRKUNG DER POLYTECHNIKER

**F. H. BECKER, E. E. FREYBERG, W. C. MERKEL, HEINRICH JUDENFEIND-HÜLSSE,
HERRMANN JUDENFEIND-HÜLSSE, E. H. NACKE UND P. PÜSCHEL.**

MIT 2 HOLZSCHNITTEN UND 13 LITHOGRAPHIERTEN TAFELN.



LEIPZIG.

DRUCK UND VERLAG VON B. G. TEUBNER.

1869.

NEUERSTES

1891

DER KRAFT DER GRAVITATION

1891

FLUGS UND WIRKUNGEN

1891

1891

DR. ERNST HARTIG

Die Uebersetzung in andere Sprachen ist vorbehalten.

VERLAG VON WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH

WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH

WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH

WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH

WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH



1891

VERLAG VON WILHELM FRIEDRICH FRIEDRICH

1891

Einleitung.

1871

Finland

Einleitung.

Der vorliegende Bericht und die Versuche, aus denen er hervorgegangen ist, verdanken ihre Entstehung nicht allein der Wahrnehmung, dass die im letzten Jahrzehnt zu so hoher Entwicklung gelangte mechanische Leinenspinnerei über den Kraftbedarf der bei ihr angewendeten Maschinen noch wenig zuverlässige Daten besitzt, daher einer ähnlichen Beobachtungsreihe, wie die Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation durch die Versuche vom Jahre 1863*) erhielt, wohl bedürfen könne, sondern auch dem dankenswerthen Entgegenkommen der Herren Rob. Hirt in Freiberg und G. Mey in Bünauburg, welche mit nicht hoch genug anzuerkennender Liberalität dem Verfasser und seinen Begleitern den Zutritt und die freieste Bewegung in den von ihnen geleiteten mechanischen Flachsspinnereien gestatteten. Hierfür werden gewiss alle Flachsspinnereitechniker und Leinenindustrielle, die in dem Folgenden vielleicht erwünschte Auskunft finden, diesen beiden Herren Fachgenossen lebhaften Dank wissen!

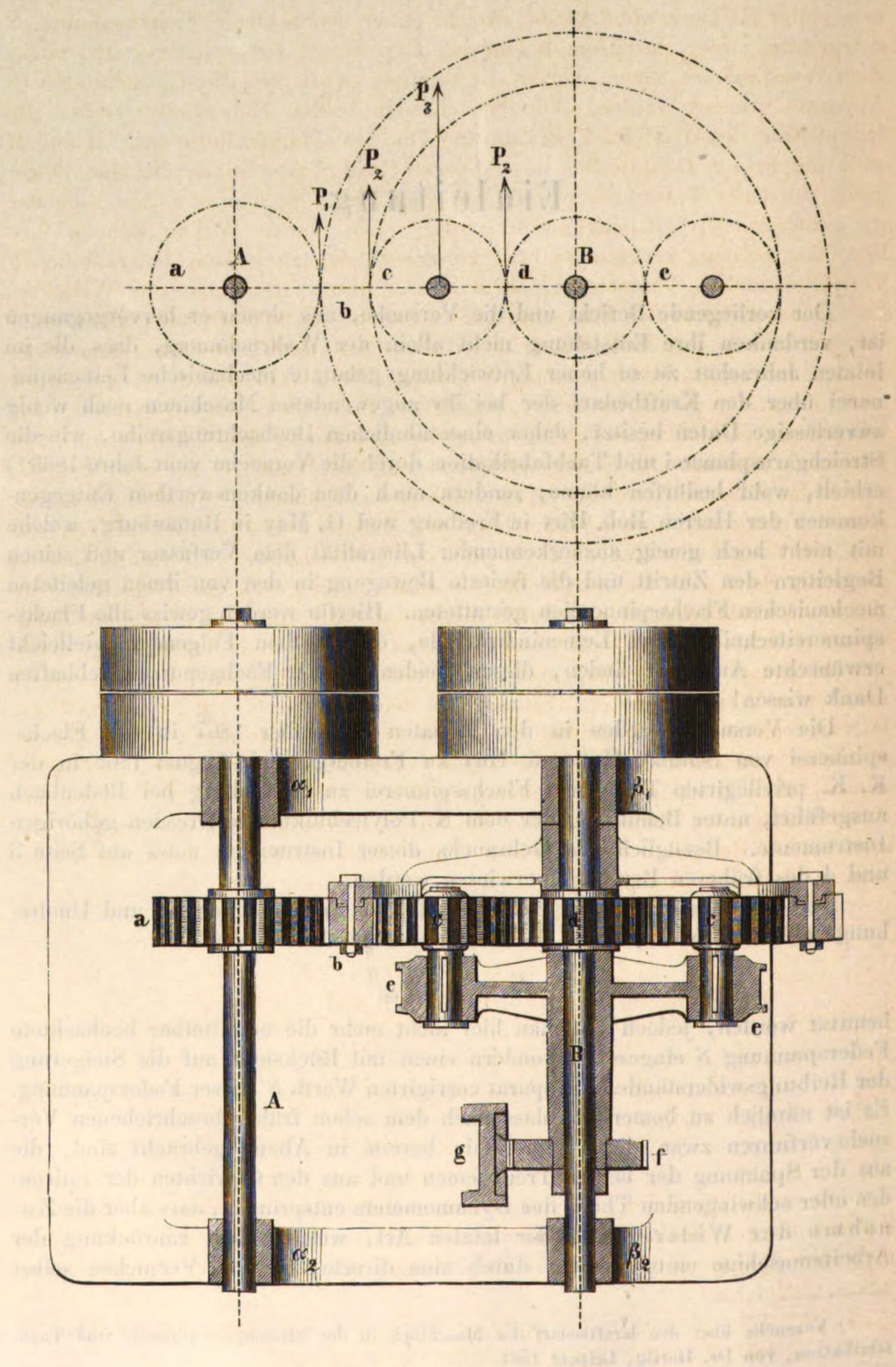
Die Versuche wurden in den Monaten September 1867 in der Flachsspinnerei von Schulz, Müller & Hirt zu Freiberg, und August 1868 in der K. K. privilegirten Tetschener Flachsspinnerei zu Bünauburg bei Bodenbach ausgeführt, unter Benutzung der dem K. Polytechnikum in Dresden gehörigen Instrumente. Bezüglich des Gebrauchs dieser Instrumente muss auf Seite 3 und 4 des früheren Berichtes verwiesen werden.

Bei der Berechnung der Betriebskraft aus Federspannung S und Umdrehungszahl u ist wieder die a. a. O. (S. 5) angeführte Formel

$$E = \frac{S}{2} \cdot \frac{\pi r u}{60}$$

benutzt worden, jedoch hat man hier nicht mehr die unmittelbar beobachtete Federspannung S eingesetzt, sondern einen mit Rücksicht auf die Steigerung der Reibungswiderstände im Apparat corrigirten Werth S' dieser Federspannung. Es ist nämlich zu bemerken, dass nach dem schon früher beschriebenen Versuchsverfahren zwar alle Widerstände bereits in Abzug gebracht sind, die aus der Spannung der beiden Treibriemen und aus den Gewichten der rotirenden oder schwingenden Theile des Dynamometers entspringen, dass aber die Zunahme der Widerstände der letzten Art, welche nach Einrückung der Arbeitsmaschine eintritt, nicht durch eine directe, bei den Versuchen selbst

*) Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation, von Dr. Hartig, Leipzig 1864.



ausführbare Beobachtung zu erhalten ist, vielmehr durch eine specielle Berechnung aller Reibungswiderstände, welche einer beobachteten Federspannung S entsprechen, oder durch ein besonderes Experiment festgestellt werden muss. Zum Verständniss einer solchen Berechnung muss an die Einrichtung des Apparats erinnert werden. Die beistehenden beiden Holzschnitte stellen die Haupttheile desselben im Vertikal- und Horizontaldurchschnitt dar. A und B sind die beiden Hauptwellen des Apparats, von denen immer die eine Bewegung von einer Transmissionswelle aus empfängt, die andere solche nach der zu prüfenden Arbeitsmaschine überträgt. Die beiden Wellen können ihre Funktion beliebig vertauschen und es richtet sich ganz nach den räumlichen Verhältnissen am Versuchsort, ob A oder B die zuerst getriebene Welle ist. Da in jedem der beiden Fälle eine andere Summe von Widerständen die Durchbiegung der Federn beeinflusst, so wird es erforderlich werden, sämtliche einer theoretischen Federspannung S' entsprechende Widerstände zu berechnen und hierauf für jeden der beiden möglichen Fälle der Bewegungsrichtung diejenigen zu verbinden, welche gemäss der Anordnung des Apparats in Frage kommen. Gelangt die Bewegung zuerst auf die Welle A , so wird dieselbe durch das Zahnrad a auf den grossen Zahnkranz b übertragen und durch dessen innere Verzahnung unter Vermittlung der Zwischenräder cc auf das an der Welle B festgekeilte Rad d ; die Zapfen der Zwischenräder cc befinden sich an einer Scheibe e , die auf der Welle B lose sitzt und durch eine Hülse mit dem Zahnrad f verbunden ist und durch dieses auf die vertikal verschiebbare Zahnstange g wirkt; letztere steht unmittelbar mit den Federn in Verbindung, deren Durchbiegung der Schreibapparat aufzeichnet; $\alpha_1 \alpha_2, \beta_1 \beta_2$ sind die Zapfenlager der beiden Wellen A und B . Einer durch den Widerstand der Arbeitsmaschine hervorgerufenen Federspannung S' werden nun nach dem angegebenen Zusammenhang und nach den aus den Figuren hervorgehenden Dimensionsverhältnissen, ohne Rücksicht auf Reibung, gewisse Drücke $P_1 P_2 P_3 \dots$ in den Eingriffstellen der Zahnräder, auf die Zapfen derselben etc. entsprechen, die man behufs Reduction der einzelnen Widerstände auf Federspannung zunächst kennen muss; es ist nämlich

der Druck in der Eingriffstelle der Räder a und b :

$$P_1 = \frac{60}{75} \cdot \frac{S'}{4} = \frac{S'}{5},$$

der Druck im Eingriff der Räder b und c , c und d :

$$P_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{S'}{2} = \frac{S'}{4},$$

der Zapfendruck der Zwischenräder c , der sich auf beide gleich vertheilt:

$$P_3 = \frac{S'}{2}.$$

Die Aufstellung der einzelnen Reibungswiderstände im Apparat, die theils Zahnreibungen, theils Zapfenreibungen sind, kann nun erfolgen, wenn man noch den Reibungscoefficient für Zahnreibung mit μ_1 , den für Zapfenreibung mit μ_2 bezeichnet:

- 1) Zahnreibung im Eingriff der Räder a und b , deren Zähnezahlen 34 und 102 sind, auf Federspannung reducirt:

$$S'_1 = 5 \cdot P_1 \cdot \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{102} \right) \pi \cdot \mu_1 = 5 \cdot \frac{S'}{5} \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{102} \right) \cdot \pi \cdot \mu_1 = \frac{2}{51} \cdot \pi \cdot \mu_1 \cdot S'.$$

2) Zahnreibung im Eingriff der Räder b und c , deren Zähnezahlen 72 und 24 sind, ebenso auf Federspannung reducirt:

$$S'_2 = 4 \cdot P_2 \cdot \left(\frac{1}{24} - \frac{1}{72} \right) \pi \cdot \mu_1 = 4 \cdot \frac{S'}{4} \left(\frac{1}{24} - \frac{1}{72} \right) \cdot \pi \cdot \mu_1 = \frac{1}{36} \cdot \pi \cdot \mu_1 \cdot S'.$$

3) Zahnreibung im Eingriff der Räder c und d mit den Zähnezahlen 24 und 24, ebenso:

$$S'_3 = 4 \cdot P_2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{24} \right) \pi \cdot \mu_1 = 4 \cdot \frac{S'}{4} \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{24} \right) \cdot \pi \cdot \mu_1 = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot \mu_1 \cdot S'.$$

4) Zapfenreibung in den Lagern α_1 und α_2 ; Zapfendurchmesser = 0,06 Meter; der Gesamtdruck $2 P_1$ auf die Welle A erzeugt eine Reibung

$$2 P_1 \cdot \mu_2 = 2 \cdot \frac{S'}{5} \cdot \mu_2 = \frac{2}{5} S' \cdot \mu_2;$$

mit Rücksicht darauf, dass der Theilrissdurchmesser des Rades $a = 0,25$ Meter beträgt, wird sich der Reibungswiderstand in α_1 und α_2 ergeben zu

$$S'_4 = 5 \cdot \frac{2}{5} S' \mu_2 \cdot \frac{0,03}{0,125} = 2 S' \mu_2 \cdot \frac{0,03}{0,125} = 0,48 \cdot S' \mu_2.$$

5) Reibung zwischen der Nabe des Zahnkranzes b und der Welle B ; diese Reibung tritt ein, weil die Umlaufgeschwindigkeit des Zahnkranzes immer $\frac{1}{3}$ von der der Welle B beträgt; der Druck an dieser Stelle beträgt $\frac{P_1}{4}$ oder $\frac{S'}{20}$, daher der auf Federspannung reducirte Reibungswiderstand, da der Durchmesser der Welle B an dieser Stelle 0,06 M. und der Theilrissdurchmesser des Rades d 0,20 M. beträgt,

$$S'_5 = 4 \cdot \frac{S'}{20} \mu_2 \cdot \frac{0,03}{0,10} = \frac{3}{50} S' \mu_2.$$

6) Zapfenreibung an den Zapfenrädern; Zapfendruck $P_3 = \frac{S'}{2}$; Zapfendicke = 0,04 M., Theilrisshalbmesser der Räder $c = 0,20$ M., daher

$$S'_6 = 4 \cdot \frac{S'}{2} \mu_2 \cdot \frac{0,02}{0,10} = \frac{2}{5} S' \mu_2.$$

7) Zapfenreibung im Lager β_1 , herrührend von dem im Eingriff der Räder c und d übertragenen Druck $P_2 = \frac{S'}{4}$, welcher in β_1 einen Zapfendruck = $0,72 \cdot \frac{S'}{4} \cdot 2 = 0,36 \cdot S'$ hervorruft; Zapfendicke = 0,06 M., Theilrissdurchmesser von $d = 0,20$ M., daher

$$S'_7 = 0,36 \cdot S' \cdot \frac{0,03}{0,10} \cdot \mu_2 \cdot 4 = 1,44 \cdot \frac{0,03}{0,10} \cdot S' \cdot \mu_2 = 0,432 \cdot S' \mu_2.$$

8) Zapfenreibung im Lager β_2 , aus derselben Ursache entspringend; Zapfendruck analog = $0,28 \cdot \frac{S'}{4} \cdot 2 = 0,14 \cdot S'$; Zapfendicke = 0,05 M., daher

$$S'_8 = 0,14 \cdot S' \cdot \frac{0,025}{0,100} \cdot \mu_2 \cdot 4 = 0,56 \cdot \frac{0,025}{0,100} \cdot S' \mu_2 = 0,14 \cdot S' \mu_2.$$

9) Zapfenreibung im Lager β_1 , in Folge der Federspannung S' , welche auf den Zapfen β_1 einen Druck $= \frac{1}{5} S'$ hervorruft, Theilrisshalbmesser von $f = 0,10$ M., daher

$$S'_9 = \frac{1}{5} S' \mu_2 \cdot \frac{0,03}{0,10} = \frac{1}{5} \cdot \frac{0,03}{0,10} \cdot S' \mu_2 = \frac{3}{50} \cdot S' \mu_2.$$

10) Zapfenreibung im Lager β_2 , ebenso in Folge der Federspannung S' , deren Wirkung bei β_2 $\frac{4}{5} S'$ beträgt, daher

$$S'_{10} = \frac{4}{5} S' \mu_2 \cdot \frac{0,025}{0,100} = \frac{4}{5} \cdot \frac{0,025}{0,100} \cdot S' \mu_2 = \frac{1}{5} \cdot S' \mu_2.$$

11) Reibung der Hülse ef auf der Welle B in Folge der Federspannung S' und der Zapfendrucke $\frac{S'}{2}$ an den Zwischenrädern cc

$$S'_{11} = 2 S' \mu_2 \cdot \frac{0,025}{0,100} - S' \mu_2 \cdot \frac{0,025}{0,100} = S' \mu_2 \cdot \frac{0,025}{0,100} = \frac{S'}{4} \cdot \mu_2.$$

Dieser Reibungswiderstand tritt positiv auf, wenn die Welle B zuerst getrieben wird, negativ, wenn der Antrieb auf A erfolgt.

Die wirklich eintretende Federspannung S setzt sich nun in folgender Art zusammen:

a) für den Fall, dass der Antrieb auf A erfolgt:

$$\begin{aligned} S &= S' + S'_2 + S'_3 + S'_5 + S'_6 + S'_7 + S'_8 + S'_9 + S'_{10} - S'_{11} \\ &= S' \left[1 + \mu_1 \left(\frac{1}{36} + \frac{1}{12} \right) \pi + \mu_2 \left(\frac{3}{50} + \frac{2}{5} + 0,432 + 0,140 + \frac{3}{50} + \frac{1}{5} - \frac{1}{4} \right) \right] \\ &= S' [1 + 0,350 \cdot \mu_1 + 1,042 \cdot \mu_2]. \end{aligned}$$

Die Zahnräder sind von Gusseisen, die Zähne auf der Räderschneidmaschine gefräst, bei den Versuchen nicht besonders geölt, aber fettig, man kann daher nach Morin annehmen

$$\mu_1 = 0,150.$$

Die Zapfen sind von Schmiedeeisen und laufen in Gusseisenlagern, werden bei den Versuchen sehr regelmässig und mit dem besten Klauenfett geölt, daher kann ebenso nach Morin gesetzt werden

$$\mu_2 = 0,054$$

und es folgt

$$S = S' [1 + 0,350 \cdot 0,150 + 1,042 \cdot 0,054] = 1,109 \cdot S',$$

oder die in die Formel E einzusetzende (dem Widerstand der Arbeitsmaschine entsprechende) Federspannung

$$S' = \frac{1}{1,109} \cdot S = 0,902 \cdot S.$$

b) für den Fall, dass der Antrieb auf B erfolgt:

$$\begin{aligned} S &= S' + S'_1 + S'_2 + S'_3 + S'_4 + S'_6 + S'_{11} \\ &= S' \left[1 + \mu_1 \left(\frac{2}{51} + \frac{1}{36} + \frac{1}{12} \right) \pi + \mu_2 (0,480 + 0,400 + 0,250) \right] \\ &= S' [1 + 0,471 \cdot \mu_1 + 1,130 \cdot \mu_2] \end{aligned}$$

und nach Einsetzung der Werthe $\mu_1 = 0,150$ und $\mu_2 = 0,054$:

$$S = S' [1 + 0,471 \cdot 0,150 + 1,130 \cdot 0,054] = 1,132 \cdot S',$$

oder die in die Formel für E einzusetzende Federspannung

$$S' = \frac{1}{1,132} \cdot S' = 0,883 S.$$

Da die beiden für S' gefundenen Werthe nicht viel verschieden sind, so wird es zulässig sein, das arithmetische Mittel aus denselben zu benutzen, also

$$S' = 0,893 S$$

zu setzen, so dass endlich die corrigirte Formel für E sich ergibt:

$$E = \frac{0,893 S}{2} \cdot \frac{\pi r u}{60} = \frac{0,893 \cdot \pi \cdot 0,1}{120} S u = 0,002338 \text{ Meterkilogr.},$$

worin S die beobachtete Federspannung in Meterkil. und u die Umdrehungszahl der Welle A oder B pro Minute bedeutet. Alle frühern Resultate (so die vom Jahre 1863) sind daher mit 0,893 zu multipliciren.

Fast genau dasselbe Resultat ergab sich durch eine Reihe am 11. August 1868 angestellte directe Beobachtungen. Es wurde auf dem Umfang jeder der beiden Festscheiben des Apparats eine starke seidene Schnur befestigt, lang genug, um mehre mal um die Scheibe herumgeschlungen zu werden; man belastete dann, nachdem das Instrument über einer hinreichend tiefen Grube aufgestellt worden, abwechselnd die eine und andere Schnur mit Gewichtstücken von verschiedener Grösse und bewirkte durch Anziehen der entgegengesetzten, auf ihre Scheibe vorher aufgewickelten Schnur die langsame Hebung der Gewichte, indem man gleichzeitig den Schreibapparat wirken liess; es wurde also mit dem Dynamometer eine bekannte Nutzlast gemessen und aus der Vergleichung der hierbei von dem Instrument angezeigten Kraft mit der nach dem geometrischen Zusammenhang auf die Federn wirkenden musste sich ein völlig sicherer Werth des in Rede stehenden Coefficienten für die Zunahme der Reibung ergeben. Hierbei waren 8 Fälle zu behandeln, indem man für jedes der 4 Federpaare einmal an der Scheibe der Welle A und dann der Welle B die zu hebende Last anbringen konnte. Folgende Uebersicht zeigt die so gefundenen Werthe des Coefficienten $\frac{S'}{S}$:

	Feder	A	B	C	D
Belastung an der Welle	A	0,979	0,962	0,956	0,966
„ „ „ „	B	0,811	0,813	0,811	0,854.

Es erweist sich hiernach durch das Experiment der Unterschied beim Antrieb auf die eine oder andere Welle grösser als durch die Rechnung, jedoch trifft der Mittelwerth aus allen 8 Einzelwerthen, der sich zu 0,894 berechnet, fast genau mit dem berechneten 0,893 überein. Bei den in Bünauburg ausgeführten Versuchen wurde die Rechnung so geführt, dass die vorstehend bezeichneten 8 Fälle und die entsprechenden 8 Coefficienten unmittelbar Berücksichtigung fanden; für die Freiburger Versuche geschah dies soweit möglich, d. h. sofern die jedesmalige Stellung des Instruments nachträglich wieder zu ermitteln war, alle andern Ergebnisse wurden durch Multiplication mit 0,894 corrigirt.

Vereinigt man die erhaltenen Coefficienten mit den übrigen Constanten der schon erwähnten Formel

$$E = \frac{S}{2} \cdot \frac{\pi r u}{60}$$

zu einem Factor f , so erhält derselbe immer einen der folgenden 8 Werthe, die sich am besten zur Berechnung der Ergebnisse eignen.

	Feder	A	B	C	D
Welle, deren Reibung die	A . . .	0,002563	0,002519	0,002503	0,002529
Federspannung beeinflusst	B . . .	0,002123	0,002128	0,002123	0,002236

Die Mittheilung der gewonnenen Beobachtungs- und Rechnungsergebnisse ist in ähnlicher Weise erfolgt, wie in dem Bericht über die Versuche von 1863. Um alle unnütze Weitschweifigkeit zu verhüten, ist die Anordnung der untersuchten Maschinen durch einfache Skizzen dargestellt und alles dasjenige, was tabellarisch mitgetheilt werden kann, in die grosse Tabelle I eingeordnet worden, alles Uebrige aber nebst den ausführlichen Daten der Einzelversuche unter II in einer fortlaufenden speciellen Beschreibung dieser Versuche untergebracht worden. Zur Beantwortung der meisten Fragen wird die Tabelle I genügen, zu einer vollständigen Kenntniss aller speziellen, durch Versuche ermittelten Eigenthümlichkeiten der einzelnen Maschinen aber auch die Einsicht in Abschnitt II erforderlich sein. In Abschnitt III ist endlich noch die Mittheilung zweier in denselben Etablissements mittels des Indicators ausgeführter Versuchsreihen erfolgt, durch welche eine Bestätigung der gewonnenen Resultate herbeizuführen gesucht wurde.

Die Bedeutung der einzelnen Columnen der Tabellen erklärt sich durch die Ueberschriften von selbst. Zu Columne f (durchschnittlicher Arbeitsgang pro Stunde) ist zu bemerken, dass die hier aufgeführten Zahlen, die sich bei den eigentlichen Flachs- und Wergspinnereimaschinen zwischen den Werthen 0,80 und 0,93 bewegen, den Bruchtheil der gesammten Arbeitszeit angeben, während dessen die einzelnen Maschinen als thatsächlich im Gang befindlich angenommen werden können; je behender die Bedienung der Maschinen beim Abziehen der Spulen, beim Oelen der Zapfen etc., desto näher an 1 sind diese Werthe zu bringen, und wenn die in Tabelle I ersichtlichen Zahlen für f etwas niedrig erscheinen, so ist zu erwähnen, dass in beiden Etablissements, denen die Beobachtungen entstammen, an gut eingerichteten Arbeitern und Arbeiterinnen Mangel herrschte. Durch Multiplication der in Columne i angegebenen Betriebskräfte mit den Coefficienten f haben sich die Zahlen unter m ergeben, die man zu verwenden hat, wenn man die für einen ganzen Maschinencomplex bei gewöhnlichem Betrieb erforderliche Betriebskraft zusammenrechnen will. Bezüglich der Columne l in Tabelle I ist hervorzuheben, dass durch die hier aufgeführten Zahlen der Wirkungsgrad der geprüften Arbeitsmaschinen in kraftökonomischer Hinsicht dargestellt werden soll; sie geben an, welcher Bruchtheil der gesammten Betriebskraft auf die eigentliche Bearbeitung des Materials zu rechnen ist, und bilden so die Grundlage zu einer kritischen Beurtheilung der verschiedenen Maschinensysteme in Rücksicht auf die Verwendung der gelieferten Kraft, einer Beurtheilung, die nicht weniger angemessen scheint, als die Beurtheilung der Motoren nach dem Bruchtheile der von einer disponibeln Arbeitsgrösse wirklich nutzbar gemachten. Wie beträchtliche Unterschiede die verschiedenen Maschinengattungen der Leinenindustrie

aus dem vorbezeichneten Gesichtspunkte dar bieten, wird aus der folgenden Uebersicht hervorgehen, die aus Tabelle I durch Berechnung der Mittelwerthe aller vorhandenen Versuche erhalten worden ist.

	Wirkungsgrad	Ordnungsnummer
Flachsbreche	0,42	4
Schwingmaschinen	0,55	3
Hechelmaschinen	0,35	5
Anlegen	0,17	9
Erste Flachsdurchzüge	0,14	12
Zweite Flachsdurchzüge	0,13	13
Flachsfleier	0,07	14
Flachsfeinspinnmaschinen	0,32	6
Wergauflockerungsmaschine	0,25	8
Wergkrempel, Syst. Dockrey	0,17	9
Vorkrempeln für Werg	0,26	7
Feinkrempeln für Werg	0,17	9
Erste Wergdurchzüge	0,16	10
Zweite Wergdurchzüge	0,15	11
Wergfleier	0,04	15
Wergfeinspinnmaschinen	0,35	5
Kreissäge	0,89	1
Walzendrehbank	0,79	2
Riffelmaschine	0,17	9

Unter allen aufgeführten Maschinen nimmt hiernach die Kreissäge den ersten Rang ein, der in anderer Hinsicht so vollkommene Fleier den letzten, die Feinspinnmaschinen stehen in kraftökonomischer Beziehung höher als die Anlegen, Durchzüge und Vorspinnmaschinen und werden unter den eigentlichen Flachsspinnereimaschinen nur von den Brechen, Schwing- und Hechelmaschinen übertroffen. Die vorstehenden Zahlen können als ein zuverlässiges Maass der bisher erreichten Einfachheit der verschiedenen Maschinen unter Voraussetzung völliger Zweckdienlichkeit derselben angesehen werden, und als eine Aufgabe der Erfinder und Constructeure kann es gelten, diese Zahlen der Einheit immer näher zu bringen.

Man kann den Versuch machen, durch Berechnung von Mittelwerthen aus den Zahlen der Columnen i Tabelle I sich zu Ueberschlagsrechnungen brauchbare Werthe zu verschaffen, und erhält so die folgende Uebersicht, welche der auf Seite 8 und 9 des Berichtes von 1863 für die Maschinen der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation gegebenen entspricht.

	Betriebskraft in Pferdest.
Flachsbreche (nach Guild)	0,55
Schwingmaschine pro Stand	0,12
Einfache Hechelmaschine pro Zange	0,078
Doppelte Hechelmaschine pro Zange	0,042
Anlege pro Einlass	0,17
Erster Flachsdurchzug pro Kopf	0,29
Zweiter Flachsdurchzug pro Kopf	0,25
Flachsfleier pro Spindel	0,031

Flachsfeinspinnmaschine für Nr. 25—40 pro Spindel	0,022
Wergauflockerungsmaschine	3,00
Vorkrempel für Werg	2,36
Feinkrempel für Werg	1,92
Erster Wergdurchzug pro Kopf	0,32
Zweiter Wergdurchzug pro Kopf	0,25
Wergfleier pro Spindel	0,028
Wergfeinspinnmaschine für Nr. 14—16 pro Spindel .	0,028
Kreissäge	1,70
Walzendrehbank	0,85
Riffelmaschine	1,00
Schraubenventilator	0,75

Bei diesen Zahlen sind die „normalen Stillstände“ einerseits und der auf die Transmission zu rechnende Kraftbedarf andererseits nicht berücksichtigt, sie können aber so gebraucht werden, als ob Beides der Fall wäre, da diese Umstände in entgegengesetztem Sinne auf die Werthe einwirken und nach der Grösse ihres Einflusses ungefähr gleich zu achten sind.

Für die Anlegen, Durchzüge, Vor- und Feinspinnmaschinen, die den grössten Theil der gesammten Betriebskraft erfordern, lässt sich aus den zahlreichen Versuchen leicht ein Verfahren ableiten, das mit grösserer Schärfe aus wenigen leicht zu erhebenden Daten die Berechnung der Betriebskraft gestattet. Es zeigt sich nämlich, dass wenn man den gesammten Widerstand solcher Maschinen auf den Umfang der Vordercylinder reducirt und auf die einzelnen Bänder, Nadelfelder oder Spindeln repartirt, sich sehr nahe übereinstimmende Zahlen für jede einzelne Maschinengattung ergeben, wie aus folgender Uebersicht hervorgeht.

	Betriebskr. pro Band od. Spindel Met.-Kil. pro Sec.	Umfangs- geschwin- digkeit der Vordercylinder Met.	Widerstand am Umfang der Vorder- cylinder Kilogr.
Anlege von Lawson (Nr. 10)	15,8	0,479	33,0
„ „ „ (Nr. 11)	15,2	0,422	36,0
„ „ Combe (Syst. II)	10,3	0,366	28,1
„ „ „ (Syst. I)	10,4	0,366	28,4
Erster Flachsdurchzug v. Lawson (Nr. 12)	7,19	0,327	22,0
„ „ „ „ (Nr. 14)	6,87	0,299	23,0
„ „ v. Combe (Syst. I)	2,67	0,275	9,71
„ „ „ „ (Syst. II)	1,97	0,311	6,33
Zweiter Flachsdurchzug v. Lawson (Nr. 11)	4,50	0,299	15,1
„ „ „ „ (Nr. 15)	3,00	0,249	12,0
„ „ v. Combe (Syst. I)	1,69	0,291	5,81
„ „ „ „ (Syst. II)	1,94	0,291	6,67
Flachsfleier von Lawson (Nr. 16)	2,76	0,323	8,54
„ „ „ (Nr. 17)	2,85	0,311	9,16
„ „ Combe (Syst. I)	1,89	0,254	7,44
„ „ „ (Syst. II)	1,71	0,280	6,11

	Betriebskr. pro Band od. Spindel Met.-Kil. pro Sec.	Umfangs- geschwindig- keit der Vordercylinder Met.	Widerstand am Umfang der Vorder- cylinder Kilogr.
Feinspinnmasch. f. Flachsgarn Nr. 30 v. Lawson (Nr. 10)	0,900	0,099	9,09
„ „ „ Nr. 40 „ „ (Nr. 18)	0,804	0,105	7,66
„ „ „ Nr. 25 v. Combe . . .	2,07	0,132	15,7
Erster Wergdurchzug von Lawson (Nr. 4) . . .	5,62	0,228	24,6
„ „ „ „ (Nr. 6) . . .	3,88	0,228	17,0
„ „ „ von Combe (Syst. I) . . .	6,17	0,311	19,8
„ „ „ „ (Syst. II) . . .	3,58	0,328	10,9
Zweiter Wergdurchzug von Lawson (Nr. 5) . . .	2,50	0,192	13,0
„ „ „ „ (Nr. 7) . . .	3,83	0,192	20,0
„ „ „ von Combe (Syst. I) . . .	2,87	0,314	9,14
„ „ „ „ (Syst. II) . . .	1,72	0,253	6,80
Wergfleier von Lawson (Nr. 8)	2,32	0,221	10,5
„ von Combe (Syst. I)	2,51	0,226	11,1
„ „ „ (Syst. II)	1,63	0,184	8,86
Feinspinnmasch. für Werggarn Nr. 16 v. Lawson (Nr. 1)	1,42	0,159	8,93
„ „ „ Nr. 16 „ „ (Nr. 2)	1,31	0,159	8,24
„ „ „ Nr. 14 v. Combe . . .	2,50	0,135	18,5

Die in den Zahlen der letzten Rubrik noch vorhandenen Unterschiede charakterisiren die specielle Anordnung, Ausführung, Montirung und Instandhaltung der Maschinen. Lässt man diese Unterschiede verschwinden und berechnet für die einzelnen Maschinengattungen die arithmetischen Mittel, so findet sich

	der mittlere Widerstand, reducirt auf den Umfang der Streckwalzen in Kilogr.
Anlege	31,4
Erster Flachsdurchzug	15,3
Zweiter Flachsdurchzug	9,87
Flachsfleier	7,81
Feinspinnmaschine für Flachsgarn Nr. 25 — 40	10,8
Erster Wergdurchzug	18,1
Zweiter Wergdurchzug	12,2
Wergfleier	10,2
Feinspinnmaschine für Werggarn Nr. 14 — 16	11,9

Mit Hülfe dieser Zahlen lässt sich unter Einführung folgender Bezeichnungen

- D = Durchmesser der Vordercylinder oder Streckwalzen in Meter
- U = Umdrehungen derselben pro Minute
- n = Zahl der Bänder (Nadelfelder) oder Spindeln
- p = Widerstand auf den Umfang der Streckwalzen bezogen in Kilogr.
- f = Coefficient für die normalen Stillstände der Maschine
- N = Betriebskraft der Maschine in Pferdestärken,

für die Betriebskraft der Anlegen, Strecken, Fleier und Feinspinnmaschinen die einfache Formel aufstellen

$$N = f \cdot p \cdot \frac{D \pi U n}{60 \cdot 75} = \frac{D \cdot U \cdot f \cdot p \cdot n}{1432} \text{ Pferdest.}$$

Man erhält z. B. für eine Feinspinnmaschine für Werggarn von $n = 150$ Spindeln, deren Streckwalzen einen Durchmesser $D = 0,060$ Meter haben und 40 Umdr. pro Min. machen, bei 15% Stillständen ($f = 0,85$), da für diese Maschinengattung $p = 11,9$ Kil., die erforderliche Betriebskraft,

$$N = \frac{0,060 \cdot 40 \cdot 0,85 \cdot 11,9 \cdot 150}{1432} = \frac{3641}{1432} = 2,54 \text{ Pferdest.}$$

Bezeichnet man die pro Minute von den Streckwalzen ausgegebene Band- oder Garmlänge, die sich an einer im Gang befindlichen Maschine sehr leicht direct beobachten lässt, mit L , so nimmt obige Formel, weil $L = D \pi U$, die einfachere Gestalt an

$$N = \frac{f \cdot p \cdot L \cdot n}{4500} \text{ Pferdest.,}$$

wonach z. B. der Arbeitsaufwand für einen Flachsfleier von $n = 60$ Spindeln, dessen Streckwalzen pro Minute $L = 15$ Meter Vorgarn ausgeben, bei 20% Stillständen ($f = 0,80$) und da für Flachsfleier der auf den Streckwalzenumfang reducirte Widerstand $p = 7,81$ Kil. beträgt, sich zu

$$N = \frac{0,80 \cdot 7,81 \cdot 15 \cdot 60}{4500} = \frac{5623}{4500} = 1,25 \text{ Pferdest.}$$

berechnet.

Es ist oft üblich, für überschlägliche Berechnung der Betriebskräfte ganzer Spinnereien anzugeben, wie viel Feinspindeln (alle Vorbereitungsmaschinen eingerechnet) auf eine Pferdestärke kommen. Eine in Nr. 3 des „Organs des Deutsch-Oesterreichischen Leinen-Industrie-Vereins“, Jahrg. 1868, mitgetheilte Tabelle englischen Ursprungs kommt z. B. darauf hinaus, dass für Spinnereien von 2000—12000 Feinspindeln, für Nr. 35 Flachs und Nr. 18 Werg als Mittelnummern, 25 Feinspindeln auf eine indicirte Pferdekraft zu rechnen sind. Die hier vorliegenden Versuche geben hierfür folgende Durchschnittszahlen

Auf 1 Pferdest. kommen
Feinspindeln

Maschinensystem von Saml. Lawson & Sons in Leeds	{ Flachsgarn Nr. 35 . . . 51 Werggarn Nr. 16 . . . 29 }	durchschnittlich 40
Maschinensystem von James Combe & Co. in Belfast	{ Flachsgarn Nr. 25 . . . 30 Werggarn Nr. 14 . . . 23 }	durchschnittlich 26

Hierbei ist der nöthige Abzug für Stillstände und der Zuschlag für Transmission nicht berücksichtigt.

In einer noch anderen Form lassen sich die Resultate endlich darstellen, wenn man durch Benutzung der Zahlen unter g und h in Tabelle I berechnet, welches Materialquantum bei den verschiedenen Arbeitsmaschinen pro Pferdekraft und Stunde bearbeitet werden kann. Folgende Uebersicht giebt die hierfür erhaltenen Durchschnittszahlen.

	Bearbeitetes Quantum pro Pferdekraft und Stunde in Kil.	Zur Bearbeitung von 100 Kil. pro Stunde sind an Betriebskraft erforderlich Pferdekraft
Flachsbreche (Syst. Guild)	121	0,83
Schwingmaschine	37,5	2,67
Hechelmaschine	100	1,00
Anlege für Langflachs	43,0	2,33
Erster Flachsdurchzug	32,6	3,07
Zweiter Flachsdurchzug	41,0	2,44
Flachsfleier	12,3	8,13
Flachsfeinspinnmaschine für Garn Nr. 22—40.	1,10	90,9
Wergauflockerungsmaschine	41,9	2,39
Vorkrempel für Werg	26,6	3,76
Feinkrempel für Werg	23,3	4,29
Erster Wergdurchzug	46,7	2,14
Zweiter Wergdurchzug	61,0	1,64
Wergfleier	27,3	3,66
Wergfeinspinnmaschine für Garn Nr. 14—16.	2,10	47,6

Mit Hülfe dieser Zahlen lässt sich leicht für solche Flachssorten, die zur Herstellung der vorbezeichneten Nummern geeignet sind und bei denen man die relativen Beträge der in den verschiedenen Arbeitsmaschinen entstehenden Abgänge kennt, die gesammte Betriebskraft zusammenstellen, die nöthig ist, um pro Stunde ein gewisses Quantum gerösteten Flachs in Werg- und Flachs-garn zu verwandeln. Für einen mittelguten böhmischen Flachs von den Ernten der Jahre 1864—66, von welchem stündlich 1000 Kilogr. (in geröstetem Zu-stande) verarbeitet werden sollen, ergibt sich z. B. Folgendes:

Pferdest.

stande) verarbeitet werden sollen, ergibt sich z. B. Folgendes:		Pferdest.
1000^k gerösteten Flachs pro Stunde zu brechen erfordert 1000 . 0,0083 = 8,30 Pferdest. (nach 26% Verlust) 740^k gebrech- ter Flachs erfordert zu schwingen 740 × 0,0267 . . . 19,76 Pferdest.	164,3^k geschwunge- nen Flachs 2 mal zu hecheln erfor- dert 164,3 × 0,02 = 3,29 Pferdest.	90,9^k gehechelten Flachs in Bän- der zu formiren 90,9 × 0,0233 2,12 (nach 3% Verlust) 88,2 ^k zum 1. mal zu strecken 88,2 × 0,0307 . . . 2,71 (nach 2% Verlust) 86,4 ^k zum 2. mal zu strecken 86,4 × 0,0244 . . . 2,11 (nach 2% Verlust) 84,5 ^k vorzu- spinnen 84,5 × 0,0813 6,87 (nach 2% Verlust) 82,7 ^k feinzus- spinnen 82,7 × 0,909 75,17 ergiebt (nach 3% Verlust) 80^k Flachsgarn Nr. 30 und erfor- dert in Summa 88,98
		72,0^k Hechelwerg
		33,7^k spinnbares Schwingwerg, zusammen mit vor- stehenden 72,0 ^k Hechelwerg, also 105,7^k spinnbares Werg zu krempeln 105,7 × 0,0805 8,51 (nach 20% Verlust) 84,6 ^k zum 1. mal zu strecken 84,6 × 0,0214 1,81 (nach 4% Verlust) 80,3 ^k zum 2. mal zu strecken 80,3 × 0,0164 1,32 (nach 3% Verlust) 77,1 ^k vorzuspinnen 77,1 × 0,0366 2,82 (nach 3% Verlust) 74,0 ^k feinzuspinnen 74,0 × 0,476 . 35,22 ergiebt (nach 4% Verlust) 70^k Werggarn Nr. 15 und erfordert in Summa 49,68

Verarbeitet man also stündlich 1000 Kilogr. gerösteten Flachs, so bedarf man einer Betriebskraft

für die Vorbereitungsmaschinen . . . 31,35 Pferdest.

für die Verspinnung des Langflachses 88,98 „

für die Verspinnung des Werges . . 49,68 „

zusammen 170,01 Pferdestärken

oder abgerundet 170 Pferdestärken und erhält damit 80^k Flachsgarn Nr. 30 und 70^k Werggarn Nr. 15. Man kann auch sagen: Zur stündlichen Erzeugung von 100^k Flachsgarn Nr. 30 aus gehecheltem Flachs ist eine Betriebskraft von 111 Pferdest. und zur stündlichen Erzeugung von 100^k Werggarn Nr. 15 aus Schwing- und Hechelwerg eine solche von 71 Pferdest. erforderlich.

Um die in dieser Schrift niedergelegten Ergebnisse für die Benutzung beim Entwurf neuer und bei Vergrösserung bestehender Etablissements möglichst brauchbar und vollständig zu machen, sind für alle geprüften Maschinen auch die Daten über Raumbedarf derselben (in Abschnitt II) und über Durchmesser und Breite der Antriebscheiben (*D* und *b* in Columnne *e* der Tabelle I) mit aufgenommen worden; auch giebt unter den Zeichnungen Tafel VIII eine Anleitung über die übliche Stellung der Maschinen gegen einander, über die Lage der Antriebscheiben und die passende Grösse der Zwischenräume und Gänge in $\frac{1}{200}$ der wirklichen Grösse.

I.

Zusammenstellung der Ergebnisse

der in

Freiberg und Bünauburg

ausgeführten Kraftmessungsversuche.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
1.	Flachsbreche nach Guild's Patent. (1868, Nr. 22.)	Von der König Friedrich August Hütte bei Dresden, in der Tetschener Flachsspinnerei.	125	0,680 Meter.	Walzendurchmesser 100 ^{mm} , Zahl der Riffeln pro Walze 18, Höhe derselben 10 ^{mm} . D=581 ^{mm} . b=102 ^{mm} .
2.	Kleine Schwing- maschine von 4 Ständen. (1868, Nr. 23.)	In der Tetschener Flachsspinnerei gebaut und auf- gestellt.	140 (6 . 140 = 840 Schläge pro Minute.)	—	Länge der Schwingmesser von der Axe aus gemessen 0,926 Meter, Länge des zugeschärften wirksamen Theils der Messer 0,320 Meter. D=560. b=115.
3.	Grosse Schwing- maschine von 8 Ständen. (1868, Nr. 25.)	Von Lüsse Märky & Bernard in Prag, in der Tetschener Flachsspinnerei.	90 (8 . 90 = 720 Schläge pro Minute.)	—	Länge der Schwingmesser von der Axe bis zum Ende 1,125 Meter, Länge des zugeschärften wirksamen Theils der- selben 0,50 Meter. D=771. b=102.
4.	Einfache Hechelmaschine. (1868, Nr. 19.)	Von Combe & Co. in Bel- fast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	160	1,97 Meter.	Hub der Flachskluppen 0,35 Met. Durchmesser der untern Hechelwalzen 0,18 Meter. Geschwindigkeit der Hechelstäbe 0,68 bis 0,70 Meter pro Sec. D=358. b=80.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,60	40 Kilogr. Flachs- stroh oder 30 Kilogr. gebrechter Flachs.	0,316	0,547	0,231	0,42	0,33	Die Maschine war vor den Versuchen längere Zeit ausser Gang gewesen.
0,90	14 Kilogr. gebrechter Flachs (3,5 Kilogr. pro Stand) oder 2,5 Kilogr. rein ge- schwunge- ner Flachs.	0,18	0,41	0,23	0,56	0,37	
0,90	35 Kilogr. gebrechter Flachs (4,4 Kilogr. pro Stand) geben 8,2 Kilogr. rein ge- schwunge- nen Flachs.	0,47	1,04	0,57	0,57	0,94	
0,90	45 Kilogr. rein ge- schwunge- ner Flachs geben 24 Kilogr. gehechelten Flachs, 15 Kilogr. Hechelwerg und 6 Kilogr. Staub.	0,340 0,195	0,48 0,45	0,14 0,25	0,29 0,57	0,43 0,41	Bei 8 Zangenspielen pro Min. Bei 4,48 Zangen- spielen pro Min.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
5.	Doppelte Hechelmaschine. (1867 Nr. 20.)	Von G. Horner in Belfast, in der Freiburger Flachsspinnerei.	100	2,60	Hub der Flachskluppen 0,21 Met. Durchmesser der untern Hechelwalzen = 0,35 Met. Geschwindigkeit der Hechelstäbe 0,52 bis 1,05 Meter pro Sec. D = 500. b = 85.
6.	Anlegemaschine für Flachs (Spreader Nr. 10). (1867, Nr. 4.)	Von Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.	150	4 × 3 1/2 " = 14 " engl. = 0,356 Meter.	Abstand der beiden Streck- walzenpaare (reach) 30" engl. = 0,762 Meter. Zahl der Faller 43. Durchm. Umdr. Meter. pr. Min. Vordercylinder 0,114 80,23 Hintercylinder 0,089 5,00 Verzug 20fach. D = 460. b = 70.
7.	Anlegemaschine für Flachs (Spreader Nr. 11). (1867, Nr. 3.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.	158	4 . 3 1/4 " = 13 " engl. = 0,33 Meter.	Abstand der beiden Streck- walzenpaare (reach) = 30" engl. = 0,762 Met. Zahl der Faller 52. Durchm. Umdr. Meter. pr. Min. Vordercylinder 0,102 79 Hintercylinder 0,089 4,31 Verzug 20fach. D = 460. b = 70.
8.	Anlege für Flachs (System II). (1868, Nr. 5.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	125	4 . 90 ^{mm} = 0,36 Meter.	Abstand der beiden Streck- walzenpaare = 0,820 Met. Zahl der Gills 52, in Arbeit 36. Durch- Umdr. messer. pr. Min. Hintercylinder 75 ^{mm} 6,42 Vordercylinder 114 " 61,4 Abzugswalzen 102 " 81,9 Verzug 25- bis 40fach. D = 408. b = 80.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,80	50 Kilogr. vorgespitzter Flachs giebt 27,2 Kilogr. gehechelten Flachs.	0,457 0,267	0,683 0,335	0,226 0,068	0,33 0,20	0,55 0,27	Bei 5,95 Zangenspielen pr. Minute. Bei 2,98 Zangenspielen pro Min.
0,80	30 Kilogr. (1380 Met.)	0,72	0,84	0,12	0,14	0,67	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	28 Kilogr. (1210 Yard = 1106 Meter).	0,51	0,81	0,30	0,37	0,65	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	20,3 Kilogr. (1227 Met. pro Abzugswalze).	0,49	0,55	0,06	0,11	0,51	Seit 2½ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de Nr.	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
9.	Anlege für Flachs (System I). (1868, Nr. 6.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	125	4 . 90 ^{mm} = 0,36 Meter.	Wie bei der vorstehend aufgeführten Anlege (Nr. 8).
10.	Erster Durchzug für Flachs (Nr. 12). (1867, Nr. 10.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	150	3 . 4 . 70 ^{mm} = 0,84 Meter (3 Köpfe à 4 Bänder).	Abstand der beiden Streck- walzenpaare = 27" = 0,686 Meter. Zahl der Gills 53, in Arbeit 40. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 63,5 ^{mm} 7,03 Vordercylinder 76,2 " 82,03 Verzug 14 fach (von 12—18 verstellbar). D = 460. b = 70.
11.	Erster Durchzug für Flachs (Nr. 14). (1867, Nr. 7.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	150	3 . 4 . 89 ^{mm} = 1,07 Meter (3 Köpfe à 4 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 0,686 Meter. Zahl der Faller 53, in Arbeit 40. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 63,5 ^{mm} 6,43 Vordercylinder 76,2 " 75 Verzug 14 fach (von 12—18 verstellbar). D = 455. b = 70.
12.	Erster Durchzug für Flachs (System I). (1868, Nr. 7.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	140	3 . 6 . 67 ^{mm} = 1,21 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 715 ^{mm} . Zahl der Gills 60, in Arbeit 43. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 51 ^{mm} 6,6 Vordercylinder 75 " 70 Abzugswalzen 101 " 54 Verzug 16 (zwischen 12 und 18 verstellbar). D = 408. b = 75.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,93	22,8 Kilogr. (1227 Met. pro Ab- zugswalze).	0,49 0,54	0,54 0,57	0,05 0,03	0,09 0,05	0,50 0,53	Bei 40 fachem Verzug. Bei 25 fachem Verzug.
0,80	30,9 Kilogr. (1031 Yard = 943 Meter).	0,93	1,15	0,22	0,19	0,92	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	28,2 Kilogr. (943 Yard = 862 Meter).	0,93	1,10	0,17	0,15	0,88	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	12,3 Kilogr. (1027 Meter).	0,54	0,64	0,10	0,16	0,60	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
13.	Erster Durchzug für Flachs (System II). (1868, Nr. 10.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	140	3 . 8 . 56 mm. = 1,34 Meter (3 Köpfe à 8 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 715 ^{mm} . Zahl der Gills 60, in Arbeit 44. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 50 ^{mm} 7,56 Vordercylinder 75 " 80,0 Abzugswalzen 100 " 61,5 Verzug 16, Duplirung 6. D = 408. b = 80.
14.	Zweiter Durchzug für Flachs (Nr. 13). (1867, Nr. 11.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	150	3 . 6 . 76 mm. = 1,37 Meter. (3 Köpfe à 6 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 610 ^{mm} . Zahl der Faller 48. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 63,5 ^{mm} 6,4 Vordercylinder 76,2 " 75 Verzug 12 bis 18, Duplirung 6. D = 460. b = 72.
15.	Zweiter Durchzug für Flachs (Nr. 15). (1867, Nr. 8.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	150	3 . 6 . 76 mm. = 1,37 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 610 ^{mm} . Zahl der Faller 57, in Arbeit 42. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 50,8 ^{mm} 6,7 Vordercylinder 63,5 " 75 Verzug 14 (von 12 bis 18 verstellbar). Duplirung 6. D = 470. b = 72.
16.	Zweiter Durchzug für Flachs (System I). (1868, Nr. 8.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	150	3 . 8 . 28 mm. = 0,67 Meter (3 Köpfe à 8 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 610 ^{mm} . Zahl der Gillstäbe 60, in Arbeit 42. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 50 ^{mm} 7,9 Vordercylinder 63 " 88,5 Abzugswalzen 75 " 75,6 Verzug 14 fach. D = 409. b = 78.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,93	26 Kilogr. (1077 Meter pro Ab- zugswalze).	0,59	0,63	0,04	0,07	0,59	Seit 2½ Jahren im Gange.
0,80	20 Kilogr. (943 Yard = 862 Meter).	0,97	1,08	0,11	0,10	0,86	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	18 Kilogr. (786 Yard = 719 Meter).	0,61	0,72	0,11	0,15	0,58	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	24 Kilogr. (993 Meter).	0,45	0,54	0,09	0,17	0,50	Seit 2½ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
17.	Zweiter Durchzug für Flachs (System II). (1868, Nr. 11.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	155	3 . 8 . 28 mm. = 0,67 Meter (3 Köpfe à 8 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 670mm. Zahl der Gillstäbe 56, in Arbeit 40. Durch- Umdr. messer. pr. Min. Hintercylinder 51mm 8,37 Vordercylinder 63 " 88,5 Abzugswalzen 101 " 67,9 Verzug 14 fach. D = 409. b = 75.
18.	Vorspinn- maschine für Langflachs (Nr. 16). (1867, Nr. 12.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	205	6 . 10 . 17 mm. = 1,02 Meter (6 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 559mm. Zahl der Gillstäbe 50, in Arbeit 37. Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 50,8 8,67 Vordercylinder 63,5 97,1 Spindeln — 599. Verzug 14 (verstellbar von 12 bis 18). Draht pro 1" engl. 0,785 (verstellbar bis 5) (= 0,310 pro 1 Centimeter). Vorgarn Nr. 4,5. D = 450. b = 70.
19.	Vorspinn- maschine für Flachs (Nr. 17). (1867, Nr. 9.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	185	6 . 10 . 23 mm. = 1,38 Meter (6 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 559mm. Zahl der Gillstäbe 65, in Arbeit 49. Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 50,8 8,4 Vordercylinder 57,1 104 Spindeln — 541. Verzug 14 (von 12 bis 18 verstellbar). Drehung pro 1" engl. = 0,73 (= 0,29 pro 1 Centimeter). Vorgarn Nummer 5. D = 455. b = 70.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,93	26 Kilogr. (1200 (Meter).	0,55	0,62	0,07	0,11	0,58	Seit 2½ Jahren im Gange.
0,80	20 Kilogr. (881 Meter pro Spindel).	2,05	2,21	0,16	0,08	1,76	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	17,9 Kilogr. (984 Yard pro Spindel).	2,13	2,28	0,15	0,07	1,82	Seit 7 Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
20.	Vorspinn- maschine für Flachs (System I). (1868, Nr. 9.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	190	8.10.15 mm. = 1,20 Meter (8 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 575 mm. Zahl der Gills 60, in Arbeit 44. Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 45 7,22 Vordercylinder 50 97,1 Spindeln — 438. Verzug 12 bis 16 fach. Drehung pro 1" engl. = 1,01 (= 0,40 pro 1 Centimeter). D = 459. b = 75.
21.	Vorspinn- maschine für Flachs (System II). (1868, Nr. 12.)	J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	210	8.10.16 mm. = 1,28 Meter (8 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 575 mm. Zahl der Gills 55, in Arbeit 39. Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 45 13,28 Vordercylinder 50 107 Spindeln — 485. Verzug 16 fach. Drehung pro 1" engl. = 0,75 „ pro 1 Centim. = 0,30. D = 408. b = 75.
22.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 9). (1867, Nr. 19 und 25.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	128 Spin- deln.	Spindeltheilung 3" engl. = 76,2 mm. Abstand zwischen den Streckwalzen 102 mm. Spulenhöhe 76 mm, Spulendurchmesser 22 bis 51 mm. Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 45 7,0 Vordercylinder 76 28,3 Spindeln — 2537. Verzug = 6,9, Drehung pro 1" = 9,1, pro 1 Centimeter = 3,58. D = 355. b = 90.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,93	24 Kilogr. (842 Meter pro Spindel).	1,89	2,02	0,13	0,06	1,88	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.
0,93	26 Kilogr. (937 Meter pro Spindel).	1,71	1,82	0,11	0,06	1,69	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.
0,85	3,05 Kilogr. Flachsgarn Nr. 25 (361 Meter pro Spindel).	1,96	2,74	0,78	0,29	2,33	Seit 7 Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
23.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 8). (1867, Nr. 26.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	128 Spin- deln.	Spindeltheilung 3" engl. = 76,2 ^{mm} . Abstand zwischen den Streckwalzen 102 ^{mm} . Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 45 8,4 Vordercylinder 76 30,2 Spindeln — 2537. Verzug = 6,14; Drehung pro 1" engl. = 8,5 = 3,35 pro 1 Centimeter. D = 355. b = 90.
24.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 10). (1867, Nr. 10.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	140 Spin- deln.	Spindeltheilung 2 ³ / ₄ " engl. = 70 ^{mm} . Abstand der Streckwalzen 3 ¹ / ₂ " = 89 ^{mm} . Spulenhöhe 70 ^{mm} , Spulen- durchmesser 22 — 45 ^{mm} . Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Hintercylinder 38 7,2 Vordercylinder 70 27 Spindeln — 2467. Verzug 6,85, Draht pr. 1" 10,12 = 4,0 pr. 1 Centim. D = 355. b = 90.
25.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 18). (1867, Nr. 18.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	152 Spin- deln.	Spindeltheilung 2 ¹ / ₂ " = 63,5 ^{mm} . Abstand der Streckwalzen 3 ¹ / ₄ " = 79 ^{mm} . Spulen- höhe 63,5 ^{mm} , Spulen- durchmesser 19 bis 39 ^{mm} . Durchm. Umdr. mm. pr. Min. Einziehwalzen 38 5,80 Streckwalzen. 64 31,45 Spindeln — 2960. Verzug 7,92, Drehung pro 1" = 11,5 = 4,5 pro 1 Centimeter. D = 350. b = 90.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,85	3,70 Kilogr. Flachsgarn Nr. 22 (385 Meter pro Spindel).	1,55	2,58	1,03	0,40	2,19	Seit 7 Jahren im Gange.
0,85	2,46 Kilogr. Flachsgarn Nr. 30 (318 Meter pro Spindel).	1,08	1,68	0,60	0,36	1,43	Arbeitsgang nur zu Anfang der Spulenfüllung.
0,85	2,10 Kilogr. Flachsgarn Nr. 40 (335 Meter pro Spindel).	0,99	1,63	0,64	0,39	1,38	Seit 7 Jahren im Gange. Belastung der Streckwalzen pro Spindel 15 Kilogr.

Fort- laufen- de Nr.	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.												
26.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 1). (1868, Nr. 28.)	Von Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	411	208 Spin- deln.	Spindeltheilung $2\frac{1}{4}''$ = 57 mm. Abstand der Streckwalzen 84 mm. Spulenhöhe 65 mm, Spulendurchmesser 17 bis 35 mm. <table><tr><td></td><td>Durchm. mm.</td><td>Umdr. pr. Min.</td></tr><tr><td>Einziehwalzen</td><td>38</td><td>6,5</td></tr><tr><td>Streckwalzen.</td><td>64</td><td>39,5</td></tr><tr><td>Spindeln</td><td>—</td><td>2984.</td></tr></table> Verzug 10,25. Drehung pro 1'' = 10,63 (=4,2 pro 1 Centimeter). D = 355. b = 75.		Durchm. mm.	Umdr. pr. Min.	Einziehwalzen	38	6,5	Streckwalzen.	64	39,5	Spindeln	—	2984.
	Durchm. mm.	Umdr. pr. Min.															
Einziehwalzen	38	6,5															
Streckwalzen.	64	39,5															
Spindeln	—	2984.															
27.	Feinspinn- maschine für Flachs (Nr. 2). (1868, Nr. 29.)	Von Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	411	208 Spin- deln.	Dimensionen wie bei Nr. 26. Verzug = 10,52, Drehung pro 1'' = 12,22, pro 1 Centimeter = 4,8. D = 355. b = 75.												
28.	Werg- auflockerungs- maschine. (1868, Nr. 1.)	Von M. Frenzel in Chemnitz, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Trommel 600	0,82 M.	Durchmesser der Trommel = 1 Meter. Durchmesser der Speise- walzen = 75 mm. Durchmesser der Siebtrom- mel = 0,475 Meter. Durchmesser des Ventila- tors = 0,475 Meter. Umdrehungszahl der Speise- walzen = 19,5 pro Min. Umdrehungszahl der Sieb- walze = 15,8 pro Min. Umdrehungszahl des Ven- tilators 1745 pro Min. D = 268. b = 70.												

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,85	5,56 Kilogr. Flachsgarn Nr. 25 (405 Meter pro Spindel).	3,83	5,73	1,90	0,33	4,87	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange. Belastung der Streck- walzen pro Spindel 28 Kilogr. Spindeldicke $\frac{3}{8}'' = 9,5\text{ mm.}$
0,85	2,75 Kilogr. Flachsgarn Nr. 40 (320 M. pro Spindel).	5,54	6,67	1,13	0,17	5,67	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.
0,79	100 Kilogr.	2,28	3,02	0,74	0,25	2,39	Bewirkt eine gute Reinigung des Wergs, aber auch ein viel- faches Zerreißen desselben.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
29.	Wergkrepel, System Dockrey. (1867, Nr. 21.)	Von Greenwood & Batley in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Trommel 283	1,83 M.	Trommeldurchmesser 0,80 Meter. Durchmesser Umdr. Meter pr. Min. Speisewalze. 0,114 1,132 Arbeiter . . . 0,216 2,547 Wender . . . 0,203 190 Abnehmer . . 0,279 — Abzugswalzen 0,104 21,6. D = 350.
30.	Vorkrepel für Werg (A. 1). (1867, Nr. 2.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Trommel 170	1,83 M.	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchmesser Umdr. Meter pr. Min. Speisewalzen 0,075 3,31 Arbeiter . . . 0,178 3,89 Wender . . . 0,203 247 Abnehmer . . 0,375 4,33 Abzugswalzen 0,108 22. D = 600. b = 125.
31.	Vorkrepel für Werg (E. 24). (1867, Nr. 1.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Trommel 157	1,83 M.	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchmesser Umdr. Meter pr. Min. Speisewalzen 0,075 0,84 Arbeiter . . . 0,178 4,25 Wender . . . 0,203 232 Abnehmer . . 0,375 4,45 Abzugswalzen 0,108 22,6. D = 660. b = 125.
32.	Vorkrepel für Werg (System I). (1868, Nr. 3.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Trommel 175	1,80 M.	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchmesser Umdr. Meter pr. Min. Speisewalzen 0,076 4,67 Arbeiter . . . 0,178 3,32 Wender . . . 0,203 213 Abnehmer . . 0,305 7,89 Abzugswalzen 0,100 34,6. D = 561. b = 115.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,80	18,4 Kilogr.	2,16	2,61	0,45	0,17	2,09	Diese Krempel ist vor den Versuchen etwa $\frac{1}{2}$ Jahr in Stillstand gewesen.
0,80	38,1 Kilogr. Dicke der Auflage: 1 □ M. wiegt 0,53 Kilogr.	2,45	2,57	0,09	0,04	2,06	Die Maschine ist vor 3 Wochen mit neuen Beschlägen versehen worden; übrigens seit 7 Jahren im Gange.
0,80	45,0 Kilogr. Dicke der Auflage: 1 □ M. wiegt 0,95 Kilogr.	1,96	2,36 bei Spitz- werg, 2,55 bei langem Werg.	0,40 0,59	0,17 0,23	1,88 2,04	Diese Krempel ist erst seit $2\frac{1}{2}$ Monaten im Gange.
0,91	70,4 Kilogr. Dicke der Auflage: 1 □ M. wiegt 0,70 Kilogr.	1,30	1,96	0,66	0,34	1,78	Seit $2\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
33.	Vorkrempel für Werg (System II). (1868, Nr. 2.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Trommel 175	1,80	Wie bei der vorhergehen- den Krempel.
34.	Feinkrempel für Werg (B. 2). (1867, Nr. 13.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Trommel 170	1,83	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchm. Umdr. Meter. pr. Min. Speisewalzen. 0,075 2,38 Arbeiter. . . . 0,178 3,76 Wender. . . . 0,203 246,4 Abnehmer . . . 0,375 4,5 Abzugswalzen 0,108 4,42. D = 600. b = 125.
35.	Feinkrempel für Werg (C. 3). (1867, Nr. 14.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Trommel 157	1,83	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchm. Umdr. Meter. pro Min. Speisewalzen. 0,075 2,20 Arbeiter 0,178 3,48 Wender. . . . 0,203 228 Abnehmer . . . 0,375 4,16 Abzugswalzen 0,108 4,08 D = 650. b = 125.
36.	Feinkrempel für Werg (System I). (1868, Nr. 4.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Trommel 185	1,80	Trommeldurchmesser 1,52 Meter. Durchm. Umdr. Meter. pr. Min. Speisewalzen. 0,075 2,15 Arbeiter 0,178 3,56 Wender. . . . 0,203 274 Abnehmer . . . 0,305 5,64 Abzugswalzen 0,100 36,4. D = 560. b = 115.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,91	56,3 Kilogr. Dicke der Auflage: 1 □ M. wiegt 0,56 Kilogr.	1,33	2,36	1,03	0,44	2,15	Seit 2½ Jahren im Gange.
0,80	26,1 Kilogr. Lieferungslänge 1317 Meter.	1,60	1,80	0,20	0,11	1,44	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	36,9 Kilogr. (Lieferungslänge pro Stunde 1217 Met.).	1,44	1,70	0,26	0,15	1,36	Seit 7 Jahren im Gange.
0,91	50 Kilogr.	1,66	2,25	0,59	0,26	2,05	Seit 2½ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de Nr.	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
37.	Erster Durchzug für Werg (Nr. 4). (1867, Nr. 15.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	Betriebs- welle 116	3 . 4 . 76 mm. = 0,912 Meter (3 Köpfe à 4 Bänder und 2 Abzugs- walzen).	Breite der Einführung 76 mm. Durchm. Umdr. Millimet. pr. Min. Hintercylinder 51 14,2 Vordercylinder 64 68. Verzug 6 fach. Abstand der Streckwalzen- paare (reach) = 0,256 Met. D = 406. b = 80.
38.	Erster Durchzug für Werg (Nr. 6). (1867, Nr. 6.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	116	3 . 4 . 76 mm. = 0,912 Meter (3 Köpfe à 4 Bänder und 2 Abzugs- walzen).	Breite der Einführung 76 mm. Durchm. Umdr. Millimet. pr. Min. Hintercylinder 51 14,2 Vordercylinder 64 68. Verzug 6 fach. Abstand der Streckwalzen- paare (reach) = 0,256 Met. D = 400. b = 80.
39.	Erster Durchzug für Werg (System I). (1868, Nr. 13.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	190	3 . 6 . 64 mm. = 1,152 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder und 2 Abzugs- walzen).	Breite der Einführung 64 mm. Durchm. Umdr. Millimet. pr. Min. Hintercylinder 38 20 Vordercylinder 56 106 Abzugswalzen 75 78. Verzug 8 fach. Abstand der Streckwalzen- paare = 0,270 Meter. D = 383. b = 77.
40.	Erster Durchzug für Werg (System II). (1868, Nr. 16.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	200	3 . 6 . 54 mm. = 0,972 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder und 2 Abzugs- walzen).	Breite der Einführung 54 mm. Durchm. Umdr. Millimet. pr. Min. Hintercylinder 38 21 Vordercylinder 56 112 Abzugswalzen 75 82. Verzug 8 fach. Abstand der Streckwalzen- paare = 0,270 Meter. D = 383. b = 75.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,80	29,4 Kilogr. (Lieferungslänge pro Stunde = 650 Met. pro Abzugswalze).	0,74	0,90	0,16	0,18	0,72	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	29,4 Kilogr. (Lieferungslänge pro Stunde und pro Abzugswalze = 650 Meter).	0,48	0,62	0,14	0,23	0,50	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	55 Kilogr. (1040 Meter pro Kopf und Abzugswalze).	—	1,48	—	—	1,38	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.
0,93	45 Kilogr. (1100 Meter pro Kopf und Abzugswalze).	0,79	0,86	0,07	0,08	0,80	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
41.	Zweiter Durchzug für Werg (Nr. 5). (1867, Nr. 16.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	116	3 . 6 . 64 mm = 1,152 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder und 3 Abzugs- walzen).	Breite der Einführung 64 mm. Durchm. Umdr. Millimet. pr. Min. Hintercylinder 44 13,8 Vordercylinder 57 64,4. Verzug 6 fach. Abstand der Streckwalzen- paare 0,238 Meter. D = 400. b = 77.
42.	Zweiter Durchzug für Werg (Nr. 7). (1868, Nr. 5.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	116	3 . 6 . 64 mm = 1,152 Meter (3 Köpfe à 6 Bänder und 3 Abzugs- walzen).	Wie bei der vorhergehen- den Maschine. Verzug 6 fach, Duplirung 8 fach. D = 400. b = 77.
43.	Zweiter Durchzug für Werg (System I). (1868, Nr. 14.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	210	3 . 8 . 40 mm = 0,96 Meter (3 Köpfe à 8 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 250 mm. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 37 mm 19,5 Vordercylinder 50 " 120 Abzugswalzen 75 " 81,6. Verzug 8,5. Duplirung 8. D = 382. b = 77.
44.	Zweiter Durchzug für Werg (System II). (1868, Nr. 17.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	180	3 . 8 . 31 mm. = 0,74 Meter (3 Köpfe à 8 Bänder).	Abstand der Streckwalzen 260 mm. Durch- Umdr. messer pr. Min. Hintercylinder 35 mm 17,1 Vordercylinder 47 " 103 Abzugswalzen 76 " 70. Verzug = 8. Duplirung 8. D = 383. b = 75.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Ver- hältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rück- sicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letzte- rem mehr als b. erst. k.			
0,80	29 Kilogr. (Lie- ferungs- länge pro Abzugs- walze in einer Stunde = 556 Met. = 608 Yards).	0,50	0,60	0,10	0,17	0,48	Seit 7 Jahren im Gange.
0,80	29 Kilogr. (Lie- ferungs- länge pro Abzugs- walze in einer Stunde = 556 Met. = 608 Yards).	0,80	0,92	0,12	0,13	0,74	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	55 Kilogr. (1050 Meter pro Kopf).	—	0,92	—	—	0,86	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.
0,93	45 Kilogr. (848 Meter pro Kopf).	0,47	0,55	0,08	0,15	0,51	Seit 2 $\frac{1}{2}$ Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
45.	Vorspinn- maschine für Werg (Nr. 8). (1867, Nr. 17.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	154	7.8.13 mm. = 0,73 Meter (7 Köpfe à 8 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 206 mm. Theilung 178 mm (7" engl.). Durch- Umdr. messer pr. Min. Einziehwalzen 38 mm 15,8 Streckwalzen. 51 " 83 Spindeln — " 450. Verzug = 7. Drehung pro 1" = 0,86 oder 0,34 pro 1 Centimeter. D = 404. b = 80.
46.	Vorspinn- maschine für Werg (Syst. I). (1868, Nr. 15.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	240	8.10.20 mm. = 1,60 Meter (8 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 235 mm. Spindeltheilung 150 mm. Durch- Umdr. messer pr. Min. Einziehwalzen 37,5 mm 17,5 Streckwalzen. 42,6 " 101 Spindeln — " 599. Verzug 8, Drehung pro 1" = 1,12 oder 0,44 pro 1 Centimeter. D = 458. b = 80.
47.	Vorspinn- maschine für Werg (System II). (1868, Nr. 18.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	225	8.10.20 mm. = 1,60 Meter (8 Köpfe à 10 Spin- deln).	Abstand der Streckwalzen 240 mm. Spindeltheilung 150 mm. Durch- Umdr. messer pr. Min. Einziehwalzen 38 mm 12,8 Streckwalzen. 44 " 80 Spindeln — " 511. Verzug 8, Drehung pro 1" = 1,2 oder 0,47 pro 1 Centimeter. D = 458. b = 80.
48.	Feinspinn- maschine für Werg (Nr. 1). (1867, Nr. 23.)	Von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	128 Spin- deln.	Spindeltheilung 3" engl. = 76,2 mm. Verzug 11,8, Draht 8 pro 1" oder 3,15 pro 1 Centim. D = 410. b = 80.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,80	49,6 Kilogr. Vorgarn Nr. 1,19 (638 Meter pro Spindel).	1,62	1,73	0,11	0,06	1,38	Seit 7 Jahren im Gange.
0,93	50 Kilogr. (755 Meter pro Spindel).	—	2,68	—	—	2,49	Seit 2½ Jahren im Gange.
0,93	50 Kilogr. (616 Meter pro Spindel).	1,73	1,74	0,01	0,01	1,62	Seit 2½ Jahren im Gange.
0,85	6,4 Kilogr. Werggarn Nr. 16 (485 Meter pro Spindel).	1,38	2,43	1,05	0,43	2,07	Seit 7 Jahren im Gange.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
49.	Feinspinn- maschine für Werg (Nr. 2). (1867, Nr. 24.)	S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiberger Flachsspinnerei.	370	128 Spin- deln.	Spindeltheilung 3" engl. = 76,2 ^{mm} , Verzug 11,8, Drehung 8 pro 1" oder 3,15 pro Centimeter. D = 400. b = 80.
50.	Feinspinn- maschine für Werg (Nr. 22). (1868, Nr. 26.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	384	188 Spin- deln.	Spindeltheilung 64 ^{mm} . Entfernung der Streckwal- zen 70 ^{mm} , Spulenhöhe 65 ^{mm} , Spulen- durchmesser 19 — 35 ^{mm} . Umdrehungszahl der Spin- deln 3310 pr. Min. Verzug 9,3. Drehung pro 1" = 10,34 oder 4,1 pro 1 Centimeter. D = 356. b = 78.
51.	Feinspinn- maschine für Werg (Nr. 21). (1868, Nr. 27.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	384	188 Spin- deln.	Wie bei der vorhergehen- Maschine.
52.	Kreissäge. (1868, Nr. 20.)	In der Tetschener Flachsspinnerei gebaut und aufgestellt.	480	Schnitt- breite 4 ^{mm} .	Durchmesser des Sägen- blattes 0,610 Meter, Dicke desselben 2,4 ^{mm} , Zahl der Zähne 86, Zahn- theilung 22,3 ^{mm} . Grösste Schnitthöhe 204 ^{mm} . Zapfendicke 52 ^{mm} , Zapfen- länge 114 ^{mm} . D = 190. b = 155.
53.	Drehbank zum Abdrehen der hölzernen Druckwalzen. (1868, Nr. 21.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Spindel (Arbeitsst.) 1000	Breite des Stahls 25 ^{mm} .	Spitzenhöhe 0,31 Meter. Spindelzapfen cylindrisch, 47,5 ^{mm} dick, 98 ^{mm} lang. Durchmesser des Arbeits- stückes 0,138 bis 0,270 Met. D = 306 (an der Vor- gelegswelle).

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Ge- schwindigk. in Pferdestärken.			Ver- hältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rück- sicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letzte- rem mehr als b. erst. k.			
0,85	6,4 Kilogr. Werggarn Nr. 16 (485 Meter pro Spindel).	—	2,23	—	—	1,90	Seit 7 Jahren im Gange. Belastung der Streck- walzen 15 Kilogr. pro Spindel. Spindeldicke 11 ^{mm} .
0,85	9,1 Kilogr. Werggarn Nr. 14 (411 Meter pro Spindel).	4,38	6,27	1,89	0,30	5,31	Seit 2 ¹ / ₂ Jahren im Gange. Belastung der Streck- walzen 28 Kilogr. pro Spindel. Spindeldicke 9,5 ^{mm} .
0,85	9,1 Kilogr. Werggarn Nr. 14 (484 Meter pro Spindel).	4,49	6,48	1,99	0,31	5,51	Seit 2 ¹ / ₂ Jahren im Gange.
0,10	10—25 □ Meter Schnitt- fläche bei 90% Still- ständen.	0,19	1,70	1,51	0,89	0,15	
0,60	—	0,27	0,79 0,90	0,52 0,83	0,66 0,92	0,47 0,54	Beim Abdrehen. Beim Glattschleifen.

Fort- laufen- de Nr.	Name der Maschine. Jahr und Nummer des Versuches. a.	Name des Erbauers und Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigkeit. Umdrehg. der Antriebscheibe pro Minute. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
54.	Combinirte Riffel- maschine mit Drehbank für die Oberwalzen der Feinspinn- maschinen. (1868, Nr. 30.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	Fräse 3000, Drehbank- spindel 1000, Frässlitten 110 Spiele pro Min.	Durch- messer des Arbeits- stücks 68 ^{mm} , Breite 2 . 23 = 46 ^{mm} .	Durchmesser der Fräse 145 ^{mm} . Schub des Frässlittens 176 ^{mm} . Spitzenhöhe der Drehbank 118 ^{mm} . Spitzenweite 180 ^{mm} . D = 350 (Frässlitten). D = 307 (Vorgelegswelle).
55.	Schrauben- ventilator. (1868, Nr. 24.)	Von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.	400	—	Mittlerer Durchmesser des Flügelrades 0,94 Meter. Flügelbreite am Umfang 310, an der Nabe 170. Neigungswinkel der Flügel gegen die Bewegungsebene 40°. D = 211. b = 85.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeits- gang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,60	—	0,85	1,02	0,17	0,17	0,61	Seit 2½ Jahren im Gange.
1	—	—	0,78	—	—	0,78	Der Ventilator war vor den Versuchen einige Zeit ausser Gang gewesen.

II.

Spezielle Beschreibung der Versuche.

II.

Spezielle Beschreibung der Versuche.

A. Vorbereitungsmaschinen.

1. Flachsbreche, Guild's Patent,

von der König Friedrich August Hütte bei Dresden, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Brechmaschine ist eine amerikanische Erfindung; sie erhielt am 8. Januar 1863 als Mittheilung von Sanford & Mallory in New-York auf den Namen A. Guild in Dundee ein Patent (Nr. 68) in England, und hat sich seitdem in Irland und auf dem Continent, besonders in Holland und Belgien, einer ausgedehnten Anwendung zu erfreuen.

Der Flachs passirt zwei Paar geriffelte Gusseisenwalzen $A_1 A_2$ Fig. 1. Tafel I, welche mit der sogenannten Pilgerschrittbewegung begabt sind; sie werden nämlich von der Betriebswelle a aus durch folgenden Bewegungsapparat in Gang gesetzt: auf dieser Betriebswelle und zwar auf dem der Riemenscheibe entgegengesetzten Ende sitzt die Kurbelscheibe b , auf deren Kurbelzapfen ein Stirnrad c von 12 Zähnen festgekeilt ist; von diesem Kurbelzapfen aus erhält zunächst vermittels einer Schubstange dd eine Schwinge e eine pendelnde Bewegung; ausserdem aber werden durch den Eingriff des Rades c mit f und dann weiter durch die Zahnräder g (57 Zähne), h (10 Zähne), i und $k_1 k_2$ (18 Zähne) die Walzen $A_1 A_2$, die sich auf den Axen von k_1 und k_2 befinden, in eine drehende Bewegung versetzt, vermöge der Drehung, die ein Kurbelzapfen um seine eigene geometrische Axe vollführt, sobald er sich mit der Kurbelaxe und um diese dreht; nach den angegebenen Zähnezahlen berechnet sich die Umdrehungszahl der Riffelwalzen für 100 Umdrehungen der Betriebswelle zu

$$100 \cdot \frac{12}{57} \cdot \frac{10}{18} = 11,7$$

und es lässt sich hiernach auch in der That die wirklich durchgeführte Länge des gebrechten Flachses bestimmen; dieselbe beträgt, da der wirkliche Umfang der Riffelwalzen sich mittels Durchlassung eines Papierstreifs zu 416 Millimeter ergab, für eine halbe Umdrehung der Betriebswelle

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{11,7}{100} \cdot 416 = 24,3 \text{ Millimeter.}$$

Die faktische Bewegung der Riffelwalzen $A_1 A_2$ ist nun aber nichts weniger als gleichmässig fortlaufend, vielmehr periodisch veränderlich in Folge der schwingenden Bewegung der Theile d und e , auf denen die Räder $c f h g$ ihre Drehungsaxen haben; nach der in der Figur dargestellten Verbindungsweise

zwischen Kurbelzapfen und Schwinge e wird letztere während jeder vollen Umdrehung der Betriebswelle zwischen den zwei äussersten Positionen 1 und 2 einmal hin- und zurückgeführt, in einem Winkel, der nach den vorliegenden Dimensionen sich zu 40° oder $\frac{1}{9}$ einer vollen Umdrehung berechnet; wegen des Eingriffs der Räder h und i , und rückwärts der Räder g und f , f und c , muss das Rad i sich pro Umgang der Betriebswelle um $\frac{1}{9}$ einer vollen Drehung vorwärts und rückwärts drehen, was zur Folge hat, dass auch die Brechwalzen neben ihrer fortlaufenden Drehung eine periodische Drehung nach vorwärts und rückwärts vollbringen, und zwar berechnet sich die Grösse der für jedes solches Spiel eingezogenen und wiederausgegebenen Flachslänge zu

$$\frac{1}{9} \cdot \frac{50}{18} \cdot 416 = 128,4 \text{ Millimeter.}$$

Es wird daher der Flachs zwischen den Brechwalzen mehrmals vor- und zurückgeführt, ehe er dieselben verlässt, und wird so eine grosse Sicherheit der Wirkung erreicht; die beiden angegebenen Bewegungen verbinden sich offenbar in der Weise, dass für die erste halbe Umdrehung der Betriebswelle eine Flachslänge von

$$128,4 + 24,3 = 152,7 \text{ Millimeter}$$

eingezogen, für die zweite

$$128,4 - 24,3 = 104,1 \text{ Millimeter}$$

zurückgegeben, für die ganze Periode daher nur

$$152,7 - 104,1 = 48,6 \text{ Millimeter}$$

aus den Walzen herausgeliefert wird; die Vergleichung der Längen 24,3 und 128,4 führt zu dem Schluss, dass jede Stelle des zu brechenden Flachses 5 bis 6mal der Wirkung der beiden Walzenpaare unterliegt, dass also die Leistung der Maschine etwa der einer älteren Walzenbrechmaschine mit 10—12 Walzenpaaren gleichkommen wird.

Die Oberwalzen sind in Klappen l (Fig. 2) gelagert, die sich um Zapfen m drehen, und werden durch Gummiringe n und Schraubenmutter o derart niedergehalten, dass sie immer mit angemessenem Druck auf den Unterwalzen aufliegen und je nach der Dicke der eingeführten Flachsruten sich mehr oder weniger von denselben entfernen können. Die Walzen haben Zapfen von 44^{mm} Dicke und 90^{mm} Länge.

Die Lieferungs menge der Maschine wird zu 12 bis 15 Centner pro Tag angegeben; während der Versuche wurden in Zeit von 26 Minuten 50 Pfund österr. = 28 Kilogramm Strohflachs verarbeitet, von welchem Quantum 13 Pfund = 7,28 Kilogr. = 26 Prozent holziger Abgang (Arnen) fiel; dabei wurde die Maschine von 3 Personen bedient, die erste hatte den Strohflachs aufzubinden, die zweite führte ihn fächerartig ausgebreitet zwischen die Walzen, die dritte entnahm den gebrochenen Flachs der Maschine und drehte die Ruten zu Zöpfen zusammen.

Bei Versuch I, II, III, VII und XI befand sich die Maschine im Leer gang, bei den übrigen Versuchen im Arbeitsgang; die Diagramme zeigen die kleinen, dem Spiel des Mechanismus entsprechenden, und (beim Arbeitsgang)

die grösseren Perioden, die mit den einzelnen nach einander eingelieferten Flachsristen correspondiren; Fig. 64 auf Taf. IX stellt das Diagramm für einen Theil der Versuche VII und IX dar.

Nummer des Versuchs.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskr. in Pferdestärken (c = 125, f = 0,60).
I	52	182	126	23,84	0,32	0,192
II	47	177	122	20,96	0,28	0,174
III	53	191	132	25,50	0,34	0,192
IV	92,5	185	128	43,11	0,57	0,336
V	80,5	181	125	36,70	0,49	0,294
VI	92	188	130	43,57	0,58	0,336
VII	49,6	189	131	24,03	0,32	0,186
VIII	77,8	189	131	37,69	0,50	0,288
IX	101,8	185	128	48,13	0,64	0,378
X	89,5	182	126	41,75	0,56	0,336
XI	54,8	188	130	26,26	0,35	0,204

Unter Voraussetzung von 40% Stillständen ist demnach an Betriebskraft für diese Brechmaschine zu rechnen

beim Leergang 0,190 Pferdestärken,

beim Arbeitsgang 0,328 Pferdestärken.

Der Raumbedarf der Maschine beträgt $1,27 \cdot 1,5 = 1,90$ Quadratmeter; vergl. Fig. 61, Tafel VIII.

2. Kleine Schwingmaschine für weichen Flachs

mit vier Ständen,

gebaut und aufgestellt in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Maschine besteht aus einer horizontalen Welle, auf welcher vier gusseiserne Armsterne sitzen, jeder mit 6 Schwingmessern von Weissbuchenholz; die Kanten der vier Schwingstöcke sind als Gusseisenschienen von 0,630 Meter Länge ausgeführt; Abstand der wirksamen Kanten der Schwingmesser von der Kante des Schwingstocks 15—20 Millimeter. Breite der Schwingmesser 80 und 135^{mm}. Dicke der Zapfen der Schwingwelle 52^{mm}. Die Maschine dient zum Schwingen desjenigen Flachses, der als gebrecht eingekauft wird und, da er auf Handbrechen bearbeitet ist, in der Regel schon sich vollständiger von den holzigen Theilen befreit zeigt, als der auf der Guild'schen Maschine in der Fabrik gebrechte; es werden täglich bei voller Besetzung mit 4 Arbeiterinnen 168 Kilogr. Flachs geschwungen und daraus 30,8 Kilogr. (18,3 Prozent) reiner Flachs, 16,8 Kilogr. (10,0 Prozent) Werg und 120,4 Kilogr. (71,7 Prozent) Holz erhalten.

Die Versuche I, II und VIII beziehen sich auf den Leergang, alle übrigen auf den Arbeitsgang bei voller Besetzung der 4 Stände; die Diagramme des Arbeitsganges zeigen, wie zu erwarten, starke und unregelmässige Schwankungen des geleisteten Widerstandes; in Fig. 65, Taf. IX ist ein Theil des Diagramms der Versuche VII und VIII abgebildet.

Nummer des Versuchs.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Schwingwelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 140, f = 0,90).
I	34	197	141	14,22	0,19	0,171
II	29,5	197	141	12,34	0,16	0,144
III	61	197	141	25,51	0,34	0,306
IV	69,5	196	141	28,92	0,39	0,351
V	86,5	191	137	35,08	0,47	0,432
VI	73,5	189	136	29,49	0,39	0,360
VII	78,5	198	142	33,00	0,44	0,387
VIII	33,8	198	142	14,21	0,19	0,171

Demgemäss stellt sich unter Annahme von 140 Umdr. der Schwingwelle pro Minute und 10% nothwendigen Stillständen die erforderliche Betriebskraft dieser Maschine auf

im Ganzen	pro Stand
0,162	0,041 Pferdestärken beim Leergang,
0,367	0,092 „ „ Arbeitsgang.

Der Raumbedarf dieser Schwingmaschine beträgt $2,6 \cdot 2,3 = 5,98$ Quadratmeter (vergl. Fig. 62, Tafel VIII, Abbildung der halben Maschine).

3. Grosse Schwingmaschine für harten Flachs

mit acht Ständen,

von Lüsse Märky & Bernard in Prag, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Schwingmaschine ist im Wesentlichen von gleicher Einrichtung, wie die vorstehend besprochene; nur besitzt jeder der 8 Armsterne 8 Schwingmesser von der in Fig. 3, Tafel I dargestellten Form und haben die Schwingflügel, wie in der tabellarischen Uebersicht angegeben, einen grösseren Durchmesser; die Figur 4, welche halb Vorderansicht, halb Vertikaldurchschnitt zweier benachbarter Stände ist, zeigt bei *kk* die Form der Kanten der gusseisernen Schwingstöcke. Dicke der Wellzapfen 65 Millimeter. Abstand der Schwingmesser von der Kante des Schwingstockes 15—20^{mm}. Die Maschine erfordert 12 Personen zu ihrer Bedienung, wovon 4 den zu schwingenden (auf der Guild'schen Brechmaschine gebrechten) Flachs zureissen und 8 Personen schwingen; sie verarbeitet dann 35 Kilogr. gebrechten und liefert 8,2 Kilogr. (23,4 Prozent) rein geschwungenen Flachs; die Abgänge bestehen aus 1,6 Kilogr. (4,6 Prozent) Werg, das zum Verspinnen geeignet ist, aus 3,3 Kilogr. (9,3 Prozent) zum Verspinnen nicht tauglichem Werg und aus 21,9 Kilogr. (62,7 Prozent) holzigen Abgängen (Arnen, Schewen, Schäbe); man rechnet, dass 100 Gewichtstheile gerösteter und getrockneter Flachs 72,55 Arnen (davon 26 auf der Brechmaschine), 3,38 spinnbares Werg, 6,91 nicht spinnbares Werg und 17,16 rein geschwungenen Flachs geben.

Der erste und letzte der angestellten Versuche beziehen sich auf den Leergang der Schwingwelle, die übrigen 5 Versuche auf den Arbeitsgang bei voller Besetzung der 8 Stände; die Diagramme des Arbeitsganges zeigen ähnliche

zufällige Schwankungen des Widerstandes wie bei der vorigen Maschine; auf Tafel X, Fig. 66 ist das Diagramm der Versuche I und VI wiedergegeben.

Nummer des Versuchs.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Schwingwelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kil. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskr. in Pferdestärken $c = 90 \quad f = 0,90$.
I	76	176	92	33,69	0,45	0,396
II	191	175	91	84,20	1,12	0,999
III	165	169	88	70,24	0,94	0,86-
IV	177,5	169	88	75,57	1,08	0,990
V	199	163	85	81,71	1,09	1,035
VI	152	170	89	65,09	0,87	0,792
VII	87	172	90	37,69	0,50	0,450

Hiernach ist für den Normalgang von 90 Umdrehungen pro Min. und für 10% nothwendige Stillstände an Betriebskraft zu rechnen

für die ganze Maschine	für einen Stand
0,423	0,053 Pferdest. beim Leergang,
0,936	0,117 „ „ Arbeitsgang.

Der Raumbedarf der Maschine beträgt $6,78 \cdot 2,75 = 18,6$ Quadratmeter, also pro Stand 2,33 Quadratmeter.

4. Einfache Hechelmaschine

von Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Einrichtung dieser Hechelmaschine entspricht den beiden von Combe & Co. in England genommenen Patenten Nr. 2039 vom J. 1861 und Nr. 1152 vom J. 1862. Die Fig. 4 auf Tafel I stellt einen Vertikalschnitt derselben dar. Es bezeichnen darin *cc* die sogenannten Sheets, bestehend aus hölzernen, mit Blech überzogenen Hechelstäben, die auf endlosen Lederstreifen befestigt sind, *a* die Kluppen zum Einspannen des Flachses, *b* die Bahn, auf welcher diese Kluppen hingleiten und mit welcher sie zugleich abwechselnd gehoben und gesenkt werden, so dass der Flachs zwischen die niedergehenden Hecheln eingeführt und aus denselben wieder herausgezogen wird, *dd* Holzleisten, welche wie die Hecheln auf endlosen Lederstreifen befestigt sind, auch in gleichem Sinne wie diese laufen, übrigens so angeordnet sind, dass je ein Hechelstab *c* und eine Holzschiene *d* abwechselt, *ee* zwei Spannrollen, welche bewirken, dass die Stäbe *d* auf ihrem Rückweg aus den Reihen der Hechelstäbe heraustreten und so das Hechelwerk aus den Nadeln derselben ausheben, *ff* schwingende Kämme, welche das Werg regelmässig abwerfen und durch einen besondern Mechanismus in Bewegung gesetzt werden.

Die Zahl der Hechelstäbe auf jeder Seite beträgt 20; hinsichtlich der Nadeltheilung und Nadelnummer findet nach Breite der Maschine eine 6fache Abstufung statt von der Seite an, wo der Flachs eintritt, wie aus der folgenden Uebersicht hervorgeht:

	Nummer des Drahtes (engl. Lehre).	Nadeltheilung (Millimeter).
1. Abtheilung	14	34
2. „	14	17
3. „	16	8,7
4. „	16	5,1
5. „	18	3,2
6. „	18	2,1

Die Breite jeder dieser Abtheilungen beträgt $\frac{1,97}{6} = 0,33$ Meter.

Die Hebung und Senkung der Kluppen erfolgt mittels einer Hubscheibe von solcher Form, dass von der Zeit eines vollen Spiels $\frac{7}{12}$ auf die Hebung und $\frac{5}{12}$ auf die Senkung kommt und dass die Hebung beträgt während des

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	Zwölftels der Spieldauer
15	50	61	54	53	53	6	Millimeter,

und die Senkung während des

8.	9.	10.	11.	12.	Zwölftels der Spieldauer
50	79	79	79	5	Millimeter.

Es wurden im Ganzen 21 Versuche angestellt unter Benutzung verschiedener Wechsel für die Bewegungsübertragung von der Betriebswelle nach den untern Hechelwalzen und nach der Hubscheibe für die Kluppenbahn und mit Verwendung verschiedener Flachssorten; und zwar betrug die Uebersetzung von der Betriebswelle nach

den untern Hechelwalzen $\frac{36}{60} = 0,450$ bei Versuch I—XIV,

„ „ „ $\frac{28}{60} = 0,467$ „ „ XV—XXI,

den Hubscheiben der Zangenbahn und des Zangenschiebers

$\frac{36}{60} \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{12}{60} = 0,050$ bei Versuch I—X,

$\frac{36}{60} \cdot \frac{18}{60} \cdot \frac{12}{60} = 0,036$ „ „ XI—XIV,

$\frac{28}{60} \cdot \frac{18}{60} \cdot \frac{12}{60} = 0,028$ „ „ XV—XXI.

Ferner beziehen sich die Versuche

I—III, XIII—XIV, XV—XVI auf den Leergang,

IV—VI, XI, XII, XVII, XVIII auf den Arbeitsgang bei gewöhnlichem Rasenflachs,

VII—X, XIX—XXI auf den Arbeitsgang bei russischem Flachs.

Die Zahl der während eines Bewegungsspiels der Zangen an dem Flachs vorüberschreitenden Hechelstäbe, welche Zahl als ein Maass für die Intensität der Bearbeitung angesehen werden kann, betrug bei

Versuch I—X: 72,

„ XI—XIV: 100,

„ XV—XXI: 133.

Nummer des Versuchs.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskr. (c = 160, f = 0,9).
I	86,0	144	162	26,35	0,35	0,315
II	84,0	143	161	25,56	0,34	0,306
III	83,5	140	159	24,88	0,33	0,297
IV	105,0	143	161	31,95	0,43	0,387
V	118,0	143	161	35,91	0,48	0,432
VI	124,3	137	154	36,24	0,48	0,450
VII	95,5	142	159	28,86	0,38	0,342*)
VIII	124,0	143	161	37,73	0,50	0,450
IX	132,0	145	163	40,73	0,54	0,477
X	108,0	143	161	32,86	0,44	0,396
XI	74,0	144	162	22,68	0,30	0,270
XII	75,0	145	163	23,14	0,31	0,270
XIII	48,0	144	162	14,71	0,20	0,180
XIV	47,5	144	162	14,56	0,19	0,171
XV	44,3	143	161	13,48	0,18	0,162
XVI	51,3	137	154	14,96	0,20	0,189
XVII	73,0	140	159	21,75	0,29	0,270
XVIII	71,5	144	162	21,91	0,29	0,261
XIX	64,0	145	163	19,75	0,26	0,234*)
XX	97,5	144	162	29,64	0,40	0,360
XXI	98,0	144	162	30,03	0,40	0,360

Der Einfluss der Wechselräder und der Flachssorte lässt sich besser aus dem folgenden Täfelchen ersehen, welches aus der vorstehenden Tabelle durch Berechnung der Mittelwerthe erhalten ist (unter Ausschliessung der Versuche VII und XIX):

Zahl der Zangenspiele pro Min.	Zahl der Hechelstäbe auf jeder Seite, welche pro Spiel der Zangen den Flachs bearbeiten.	Durchschnittliche Betriebskraft in Pferdestärken bei 160 Umdr. der Betriebswelle und 10% normalen Stillständen		
		für den Leergang	für den Arbeitsgang bei Rasenflachs	für den Arbeitsgang bei russischem Wasser-Flachs
8	72	0,306	0,423	0,441
5,76	100	0,176	0,270	—
4,48	133	0,176	0,266	0,360

Wie zu erwarten, beansprucht der längere russische Flachs etwas mehr Betriebskraft, als der inländische Rasenflachs.

Die Diagramme zeigen eine bedeutende, aber ganz regelmässige Veränderlichkeit des Widerstandes der Maschine, correspondirend mit dem Spiel der Flachs-kluppen und ihrer Führungen; auf Tafel XI sind die bei den Versuchen IV und XVII erhaltenen Widerstandscurven abgedruckt.

Der Raumbedarf der Maschine berechnet sich zu $3,9 \cdot 1,66 = 6,47$ Quadratmeter. (Vgl. Fig. 63, Tafel VIII.)

*) Bei diesen Versuchen war nur die Hälfte der Zangen mit Flachs gefüllt.

5. Doppelte Hechelmaschine

von G. Horner in Belfast, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Die Einrichtung dieser Hechelmaschine entspricht nahezu dem an G. Horner am 28. Februar 1859 in England ertheilten Patente Nr. 528; die beiden Figuren 5 und 6 auf Tafel I stellen dieselbe in $\frac{1}{20}$ der wirklichen Grösse dar. Die Maschine ist doppelt, sie enthält zwei Paar endlose Hecheltücher (vertical sheets) $a_1 a_2$ und zwei Bahnen $b_1 b_2$ zur Aufnahme und Führung der Flachskluppen c . Der Flachs wird auf einem Tisch d in diese Kluppen eingespannt und zwar so, dass die Fasern auf der einen Seite über die halbe Länge frei herausragen, während sie mit dem andern Ende in der Kluppe festgeklemmt sind. Die mit Flachs gefüllten Kluppen werden auf das linke Ende der Bahn b_1 aufgelegt und durch die erste bewegliche Klinke e der Schiene f_1 erfasst und vorwärts geschoben. Die Schienen f_1 und f_2 schieben sich auf den Bahnen $b_1 b_2$ hin und her und gehen mit denselben im gleichen Tempo auf und nieder. Wenn die Bahn b_1 in ihre tiefste Position gelangt ist, geht die zugehörige Schiene f_1 von rechts nach links, ohne die Zangen zu bewegen, denn die Klinken ee gehen hierbei über die seitlich hervortretenden Stosszapfen der Zangen hinweg. Während die Bahn in die Höhe geht, erleidet die Schiene keine Seitenbewegung; ist aber die Bahn b_1 in der höchsten Stellung angelangt, so geht nun die Schiene f_1 von links nach rechts und verschiebt die Kluppen in dieser Richtung soweit, bis jede derselben über die nächstfolgende (feinere) Abtheilung der Hechelfelder gelangt ist. Im Ganzen sind 6 verschiedene Abtheilungen auf jedem der 4 Hecheltücher enthalten mit folgenden Nadelnummern und der Nadellänge von $\frac{7}{16}$ Zoll engl. = 11 Millimeter:

Abtheilung Nr.	1	2	3	4	5	6
Nadel-Nummer	15	15	16	17	18	20.

Während eine Zange auf der Bahn b_1 vom linken zum rechten Ende geht, wird sie 6mal, aber immer auf einer andern Stelle der Bahn stehend, gesenkt und wird so 6mal die aus der Zange vorstehende Flachspartie den Hecheln zur Einwirkung dargeboten. Am rechten Ende der Maschine angekommen, wird der Flachs mit dem jetzt gehechelten Theile in eine andere Kluppe eingespannt und nun der noch ungehechelte, vorher eingespannt gewesene Theil des Flachses unter schrittweiser Verschiebung der Zangen von rechts nach links auf der Bahn b_2 ebenfalls gehechelt.

Die beiden Bahnen sind nahe den Enden mit gusseisernen Backen g verschraubt, welche die Vertikalführung am Gestell vermitteln und mit senkrechten prismatischen Verlängerungen auf Rollen zweier doppelarmiger Hebel h aufrufen. Beide Bahnen balanciren sich auf diese Weise aus. Die Hebel h erhalten durch Zapfen und excentrische Nuten von rotirenden Scheiben i aus die erforderliche schwingende Bewegung.

Die Hechelstäbe sind auf schmiedeeiserne Schienen aufgenietet, die an den Enden und in der Mitte durch endlose Lederstreifen zu einem beweglichen fortlaufenden Ganzen (sheet) verbunden sind. Jede der 4 Wellen k trägt mehrere Scheiben, die am Umfang mit Einschnitten versehen sind und den Hechelfeldern ihre fortlaufende Bewegung ertheilen; oben gehen diese Hechelfelder über Leit-

scheiben l von geringerem Durchmesser, durch deren Verstellung es möglich ist, die Lederstreifen anzuspannen und auch die zusammenarbeitenden Hechelfelder einander zu nähern oder von einander zu entfernen. Das senkrechte Eintreten der Hecheln in den Flachs wird durch besondere Gestalt der Einschnitte an den Scheiben l bedingt, vergl. die Detail-Figur 7 derselben Tafel.

Die auf den Wellen k sitzenden Scheiben haben radial stehende Schlitze, in denen hölzerne, an den Enden mit Schmiedeisen beschlagene Stäbe gleiten; diese treten auf der untern Hälfte ihrer Bahn in Folge ihres eignen Gewichtes bis zum Umfang der Scheiben und schieben das zwischen den Hechelzähnen sitzende Werg nach auswärts; horizontale Kämme m nehmen dasselbe auf und von hier wird es in regelmässigen Intervallen durch Senkung der Kämme und Verschiebung aufgepasster Holzschienen abgestreift und in untergesetzte Kästen geworfen.

Die Hin- und Herschiebung der Schienen f_1 und f_2 erfolgt durch Vermittlung des aufrechten Hebels n von einer Nutenscheibe o aus, wie die Zeichnung deutlich erkennen lässt.

Nach einem grösseren Durchschnitt ergibt die Maschine von 100 Gewichtseinheiten vorgespitzten Flachs

24,2	Gewichtseinheiten	gröberes Werg,
19,5	„	feineres Werg,
54,4	„	gehechelten Flachs,
1,9	„	Staubverlust.

Es wurden im Ganzen 21 Versuche angestellt, unter Benutzung verschiedener Wechselräder und Einlegung verschiedener Flachssorten. Bei sämtlichen Versuchen passirten pro Spiel der Zangen 144 Stäbe jedes Hechelfeldes den Flachs; es betrug aber die Zahl der Kluppenspiele pro Minute bei

Versuch	I bis VI und XIX bis XXI	5,21 (mittlere Geschwindigkeit),
„	VII „ XII	2,98 (geringste „),
„	XIII „ XVIII	5,95 (grösste „).

Es bezogen sich ferner auf den Leergang die Versuche IV—VI, X—XV, „ „ Arbeitsgang „ „ I—III, VII—IX, XVI—XXI, und von den letzteren war bei

Versuch I—III, VII—IX, XVI—XVIII Wasserflachs und bei „ XIX—XXI Rasenflachs in Bearbeitung.

Die folgende Tabelle enthält die bei den einzelnen Versuchen gewonnenen Zahlen:

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am	Umdr. der	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebskraft ($c = 100$, $f = 0,80$).
		Dynamometer pro Min.	Betriebswelle pro Min.	Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	
I	120	112	90	31,46	0,419	0,373
II	123	109	87	31,38	0,418	0,384
III	126	112	90	33,03	0,440	0,391
IV	96	111	89	24,94	0,332	0,297
V	95	111	89	24,68	0,329	0,296
VI	93	109	87	23,73	0,316	0,290
VII	86	106	85	21,34	0,285	0,268

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 100, f = 0,80).
VIII	85	109	87	21,68	0,289	0,266
IX	86	109	87	21,94	0,293	0,270
X	66	106	85	16,38	0,218	0,205
XI	70	110	88	18,02	0,240	0,218
XII	70	105	84	17,20	0,229	0,218
XIII	114	93	74	24,82	0,331	0,358
XIV	118	90	72	24,85	0,331	0,368
XV	119	91	73	25,34	0,338	0,370
XVI	175	113	90	46,28	0,617	0,549
XVII	175	110	88	45,06	0,601	0,546
XVIII	175	112	90	45,87	0,612	0,544
XIX	134	92	74	28,85	0,385	0,416
XX	136	101	81	32,15	0,429	0,424
XXI	139	113	90	36,76	0,490	0,435

Durch Aufsuchung der Mittelwerthe der zusammengehörigen Zahlen ergibt sich die folgende Uebersicht:

Zahl der Kluppenspiele pro Min.	Zahl der Stäbe jedes Hechelfeldes, welche pro Spiel der Kluppen den Flachs bearbeiten.	Durchschnittliche Betriebskraft in Pferdestärken bei 100 Umdr. der Betriebswelle und 20% normalen Stillständen für den Leergang	für den Arbeitsgang bei Rasenflachs	bei Wasserflachs
5,95	144	0,365	—	0,546
5,21	144	0,294	0,425	0,383
2,98	144	0,214	—	0,268

Der Wasserflachs setzt hiernach dem Durchgang der Hechelzähne geringeren Widerstand entgegen, als der Rasenflachs.

Von den Diagrammen, die sämmtlich regelmässig periodische Veränderungen der Betriebskraft aufweisen, sind auf Tafel XII diejenigen der 2 Versuche IX und XVII wiedergegeben.

Die Maschine hat (einschliesslich der Tische) eine Länge von 4,25 Meter und eine Breite von 1,70 Meter, erfordert also einen Flächenraum von $4,25 \cdot 1,70 = 7,225$ Quadratmeter.

B. Flachsspinnereimaschinen.

6. Anlegemaschine für Langflachs (Spreader Nr. 10)

von Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Die Einrichtung dieser Maschine ergibt sich aus der einen Vertikalschnitt darstellenden Skizze Fig. 8, Taf. II; es bezeichnet darin *a* die Anlegetücher, deren 4 nebeneinander liegen, *b* den Einlass (conductor), *c* die Hinterwalzen (back rollers), *dd* das Hechelfeld, *ee* die vorderen Streckwalzen (front rollers), *ff* die Abzugswalzen, deren 2 Paar vorhanden sind, *gh* die Belastungshebel für die beiden Streckwalzenpaare, *i* die Putzwalzen für den Untercylinder *e*, durch Gewichtshebel *k* angedrückt, *l* die zugehörige Bürstwalze.

Die das Hechelfeld bildenden Gills m laufen mit beiden Enden auf Führungen n , wie in Fig. 9 in etwas grösserem Maassstabe zu ersehen ist; sie erhalten ihre Vorwärtsbewegung gegen die Streckwalzen hin durch die oberen beiden Führungsschrauben oo , die sich in gleichem Sinne drehen, und die Rückbewegung durch die unteren beiden Führungsschrauben pp , deren Drehungsrichtung der von oo entgegengesetzt ist; die Enden der Gillstäbe greifen tief in die Gänge dieser Schrauben ein. Damit die Gills, wenn sie in ihrer Vorwärtsbewegung bis an die Vordercylinder gelangt sind, sicher aus den Gängen der oberen in die der unteren Schrauben gelangen und nicht etwa durch Reibung hängen bleiben, sind auf den oberen Schrauben am vordern Ende der Gänge Daumen qq befestigt, welche die Gills, wie aus Fig. 11 ersichtlich, herabdrücken; am hinteren Ende ihres Rücklaufs erfolgt ebenso die Hebung der Gills durch an den unteren Schrauben sitzende Daumen rr , deren Form so gewählt ist, dass sie während etwa $\frac{1}{3}$ der Schraubenumdrehung die Gills in der Höhe der Schienen nn halten (siehe Fig. 10), damit die Hechelstäbe von den Gängen der oberen Schrauben sicher gefasst und vorwärtsgeführt werden und jedenfalls nicht zu den unteren Schrauben zurückfallen können.

Die von den 4 Streckwalzen ee ausgegebenen fortlaufenden Bänder werden durch eine Bandplatte (doubling plate) s , deren Einrichtung und Benutzungsweise aus Fig. 12 hervorgeht, zu einem einzigen Band vereinigt, welches die Abzugswalzen (delivery rollers) ff nach einem Topfe führen.

Es beträgt die Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 35 = 70$, die Nadellänge $1\frac{3}{4} = 45^{\text{mm}}$, die Klingellänge 500 Yard, die Einzugslänge pro Stunde bei 20% Stillständen 73,3 Yard.

Von den zur Ausführung gelangten 6 Versuchen bezogen sich Nr. I—III auf den Arbeitsgang, Nr. IV—VI auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c = 150$, $f = 0,80$).
I	159	160	139	59,54	0,794	0,686
II	158	163	142	57,59	0,768	0,649
III	158	171	149	63,23	0,843	0,679
IV	135	162	141	51,19	0,682	0,581
V	135	160	139	50,56	0,674	0,581
VI	135	160	139	50,56	0,674	0,581

Hiernach braucht die Maschine bei 150 Umdrehungen der Betriebswelle und bei 20% Stillständen 0,581 Pferdest. leer und 0,671 Pferdest. in Arbeit.

Einen nicht unbedeutenden Antheil an der gesammten Betriebskraft verursacht die Belastung der Vordercylinder, die hier wie bei allen folgenden Maschinen ziemlich gross ist, weil diese Cylinder nicht blos den eigentlichen Streckprozess auszuführen haben, sondern auch ein Zerspalten der Faserbündel, also eine Verfeinerung des Flachses bewirken sollen. Es beträgt diese Belastung im Ganzen 700 Kilogr., der Zapfendurchmesser 54^{mm} , die Zahl der Umdr. pro Min. 80, daher bei einem Reibungscoefficient 0,054 die Arbeit der Reibung an den Zapfen der untern Vordercylinder

$$\frac{700 \cdot 0,054 \cdot 0,054 \cdot \pi \cdot 80}{60 \cdot 75} = 0,114 \text{ Pferdest.}$$

Hierzu kommt die mit dem Durchmesser der Oberwalzen etwas veränderliche Reibungsarbeit an den Zapfen der letzteren; diese Zapfen haben 45^{mm} Dicke, und nimmt man an, dass die Oberwalzen im Mittel $\frac{1}{3}$ soviel Umdrehungen ausführen wie die Unterwalzen, so berechnet sich die Arbeit der Reibung an den Zapfen der vorderen Oberwalzen zu

$$\frac{700 \cdot 0,054 \cdot 0,045 \cdot \pi \cdot 80}{60 \cdot 75 \cdot 3} = 0,032 \text{ Pferdest.}$$

Demnach der gesammte Arbeitsverlust durch Reibung an den Vorderwalzen 0,146 Pferdestärken.

Die Diagramme sind gerade Linien, ohne merkliche Abweichungen.

Der Raumbedarf dieser Anlage berechnet sich zu $4,0 \cdot 1,5 = 6,00$ Quadratmeter, vergl. Fig. 58, Taf. VIII.

7. Anlegemaschine für Langflachs (Spreader Nr. 11)

von Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Diese Anlage ist von gleicher Einrichtung wie die vorhergehende; die Zahl der Nadeln pro Gillstock beträgt $2 \cdot 36 = 72$, die Nummer der Nadeln 16, ihre Länge $1\frac{3}{8}'' = 35^{\text{mm}}$. Die Auflage ist von solcher Stärke, dass 275 Yard 141,5 Pfund wiegen; die Einzugslänge pro Stunde beträgt (bei 20% Stillständen) 57,8 Yard.

Die Zahl der Gillschläge pro Minute wurde zu 65 beobachtet.

Es wurden an dieser Maschine 10 Versuche angestellt, davon beziehen sich

Nr. I, II, VIII—X auf den Leergang,
„ III, IV, V—VII „ „ Arbeitsgang.

Die gewonnenen Zahlen sind in folgender Tabelle enthalten:

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Min.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 158. f = 0,80).
I	147	158	137	53,47	0,713	0,658
II	162	172	149	65,22	0,870	0,738
III	95	168	146	37,35	0,498	0,431
IV	94,2	156	136	34,39	0,459	0,426
V	130	163	142	49,60	0,662	0,589
VI	141	172	150	56,16	0,757	0,638
VII	137	165	143	52,91	0,705	0,624
VIII	81	157	137	29,76	0,397	0,366
IX	89	155	135	32,29	0,431	0,403
X	92	154	134	33,16	0,443	0,413

Die für diese Anlage erforderliche Betriebskraft beläuft sich demnach auf

0,408 Pferdest. beim Leergang,

0,649 „ „ Arbeitsgang,

unter Voraussetzung von 158 Umdr. der Betriebsscheibe pro Minute und 20% Stillständen.

Raumbedarf der Maschine $4,0 \cdot 1,5 = 6,0$ Quadratmeter.

8. Anlegemaschine für Langflachs (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Einrichtung dieser Maschine ist von der der Lawson'schen Anlegen nicht wesentlich verschieden. Es sind 4 Anlegetücher vorhanden, jedes von 168^{mm} Breite. Die Breite der einzelnen Nadelfelder beträgt 125^{mm}; jeder Gillstock enthält auf dieser Breite $2 \cdot 36 = 72$ Nadeln. Zahl der Gillschläge pro Minute 58. Klingellänge 458 Met., Gewicht derselben 56 Pfd. öster. Gesamtbelastung der Vordercylinder 700 Kilogr., Gewicht jeder der beiden Abzugsüberwalzen 27 Kilogr.

Von den angestellten 11 Versuchen bezogen sich Nr. I—VII auf 25fachen, Nr. VIII—XI auf 40fachen Verzug, Nr. I—III, X und XI auf den Leergang, Nr. IV—IX auf den Arbeitsgang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 125, f = 0,93).
I	116	124	122	36,23	0,48	0,46
II	120	126	124	38,09	0,51	0,47
III	125	129	127	40,62	0,54	0,49
IV	127	125	123	39,99	0,53	0,49
V	146	123	121	45,24	0,60	0,58
VI	138	127	125	44,15	0,59	0,55
VII	120	123	121	37,18	0,50	0,48
VIII	112	124	122	37,18	0,50	0,47
IX	115	122	120	35,34	0,47	0,46
X	110	118	116	32,70	0,44	0,44
XI	110	125	123	34,64	0,46	0,44

Die durchschnittliche Betriebskraft dieser Anlege berechnet sich sonach

	bei 25fachem	bei 40fachem Verzug
für den Leergang	0,473	0,440 Pferdestärken
für den Arbeitsgang	0,525	0,465 „

Raumbedarf der Maschine $3,08 \cdot 1,4 = 4,31$ Quadratmeter, vergl. Fig. 57, Taf. VIII.

9. Anlegemaschine für Langflachs (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Anlege ist in allen Stücken mit der vorhergehenden übereinstimmend. Es wurden 12 Versuche ausgeführt, von denen sich I—III, X—XII auf den Leergang, IV—IX auf den Arbeitsgang beziehen, bei Nr. I—VI waren die Wechselräder für den 25fachen (kleinsten), bei Nr. VII—XII die für den 40fachen (stärksten) Verzug angesteckt.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft Pferdekr.	Reducirte Betriebskraft (c = 125, f = 0,93).
I	122	128	126	39,34	0,52	0,484
II	124	127,3	125	39,76	0,53	0,493
III	131	123	121	40,59	0,54	0,521
IV	137	127	125	43,83	0,58	0,539
V	130	128	126	41,92	0,56	0,521
VI	134	127	125	42,87	0,57	0,530
VII	120	128	126	38,69	0,52	0,484
VIII	126	127	125	40,31	0,54	0,502
IX	130	127	125	41,59	0,55	0,512
X	116	126	124	36,82	0,49	0,456
XI	116	126	124	36,82	0,49	0,456
XII	118	127	125	37,75	0,50	0,465

Als Mittelzahlen ergeben sich hiernach unter Voraussetzung von 125 Umdr. der Betriebsscheibe pro Min. und von 7% normalen Stillständen für die Betriebskraft

	bei 25fachem	bei 40fachem Verzug
für den Leergang	0,499	0,459 Pferdestärken
für den Arbeitsgang	0,527	0,499 „

Dass hier, wie auch bei der vorhergehenden Versuchsreihe, die Betriebskraft bei stärkerem Verzug sich kleiner herausstellt als bei dem schwächeren Verzug, ist dem Umstand zuzuschreiben, dass der Uebergang von letzterem zu ersterem durch Verlangsamung der Drehung der Hintercylinder erfolgt und die Geschwindigkeit der Vordercylinder ungeändert bleibt.

10. Erster Durchzug für Langflachs (Nr. 12)

von Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Diese Maschine, welche die Flachsbänder von der Anlege empfängt, besteht aus 3 Köpfen à 4 Bänder und 2 Abzugswalzen; ihre Anordnung ist aus Fig. 13, Taf. II ersichtlich. Es bezeichnet hier *a* einen Rahmen mit Leitrollen *bb* zur übersichtlichen Zuführung der aus den Töpfen kommenden Bänder *cc*; *d₁ d₂* sind die beiden unteren Einziehwalzen, auf welche die obere *e* so aufgelegt ist, dass sie von ihnen durch Umfangsreibung mitgenommen wird; die Bänder *cc* gehen unter *d₁*, über *e* und unter *d₂* und werden so mit einer Geschwindigkeit, welche der Umfangsgeschwindigkeit der Unterwalzen *d₁ d₂* gleich ist, transportirt; zur Verhütung des Gleitens genügt bei dieser Anordnung das Eigengewicht der gusseisernen Oberwalze *e*. Die Bänder passiren nun die wandernden Gills *f* und werden durch die Vordercylinder *gg* gestreckt und transportirt, um durch die Abzugswalzen *hh* den vorgesetzten Töpfen zugeführt zu werden. Der Zweck aller übrigen dargestellten Theile ergiebt sich aus der Skizze von selbst.

Die Zahl der Gillschläge beträgt bei normalem Gang

$$150 \cdot \frac{35}{84} \cdot \frac{32}{20} = 100 \text{ pro Minute.}$$

Jeder Gillstock enthält $2 \cdot 40 = 80$ Nadeln von $1\frac{1}{8}'' = 29\text{mm}$ Länge und von der Feinheitnummer 17.

Von den in folgender Uebersicht zusammengestellten Versuchen beziehen sich Nr. I—III auf den Arbeitsgang, IV—VI auf den Leergang der Maschine.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 150, f = 0,80).
I	210	167	145	82,08	1,09	0,90
II	214	167	145	83,64	1,12	0,93
III	215	160	139	80,51	1,07	0,92
IV	177	166	144	68,77	0,92	0,77
V	175	157	141	64,31	0,86	0,73
VI	171	148	129	59,24	0,79	0,74

Hiernach:

Durchschnittliche Betriebskraft (bei 20% Stillständen)
 beim Leergang 0,75 Pferdestärken
 beim Arbeitsgang 0,92 „ (0,077 pr. eingezogenes Bd.).

Die Maschine nimmt einen Raum ein von $3,1 \cdot 2,5 = 7,75$ Quadratmeter.

11. Erster Durchzug für Langflachs (Nr. 14)

von Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Einrichtung und Grösse wie bei der vorhergehenden Maschine. Zahl der Gillschläge pro Min. $150 \cdot \frac{32}{84} \cdot \frac{32}{20} = 91,4$. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 41 = 82$, Nadelnummer 19, Nadellänge $1'' = 25,4\text{mm}$.

Die ersten 3 Versuche beziehen sich auf den Arbeitsgang bei 14fachem Verzug, die letzten 3 auf den Leergang der Maschine.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 150, f = 0,80).
I	209	160	141	78,27	1,04	0,89
II	209	164	144	80,22	1,07	0,89
III	203	167	147	79,34	1,06	0,86
IV	180	161	142	67,83	0,90	0,76
V	174	160	141	65,16	0,87	0,74
VI	172	167	147	67,23	0,90	0,74

Als Durchschnittswerthe sind daher anzunehmen für die Betriebskraft beim Leergang 0,75 Pferdest., beim Arbeitsgang 0,88 Pferdest. (0,073 pr. Bd.) unter Voraussetzung von 150 Umdrehungen der Antriebscheibe und 20% Stillständen.

Von der für den Leergang erforderlichen Betriebskraft kommen nahe 20% auf die Reibung an den Zapfen der Vorderwalzen, denn es beträgt die gesammte

Belastung derselben 864 Kilogr. (48 Kil. pro Band), der Durchmesser der unteren Zapfen 45^{mm}, der oberen 34^{mm}, die Umdrehungszahl der unteren pro Minute 75, der oberen (mit dem Durchmesser veränderlich) 25, woraus sich unter Annahme des Reibungscoefficienten 0,054 die Arbeit berechnet zur Ueberwindung der an den unteren Vordercylinderzapfen auftretenden Reibung zu

$$\frac{864 \cdot 0,054 \cdot 0,045 \cdot \pi \cdot 75}{60 \cdot 75} = 0,11 \text{ Pferdestärken,}$$

und der an den oberen zu

$$\frac{864 \cdot 0,054 \cdot 0,034 \cdot \pi \cdot 25}{60 \cdot 75} = 0,03 \text{ Pferdestärken;}$$

die Summe dieser beiden Zahlen beträgt 0,14 Pferdestärken.

12. Erster Durchzug für Langflachs (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Von gleicher Einrichtung wie die Lawson'schen Durchzüge. Besteht aus 3 Köpfen à 6 Bänder und 2 Abzugswalzen; während der Versuche sind nur 13 Bänder angelegt, von denen jedes pro 458 Meter Länge 6,72 Kilogr. wiegt. Verzug 12—18, Duplirung = 1. Breite der Nadelfelder 83^{mm}. Zahl der Nadeln pro Band und Hechelstab 2.33=66. Zahl der Gillschläge pro Min. 75.

Belastung der Vordercylinder pro Kopf 750 Kilogr., Dicke der Vordercylinderzapfen 44^{mm}, Umdrehungen der Vordercylinder pro Min. 70, daher unter Voraussetzung des Werthes 0,054 für den Reibungscoefficienten der zu berechnende Arbeitsaufwand für Zapfenreibung an den Vordercylindern:

$$0,044 \cdot \pi \cdot \frac{70}{60} \cdot 3 \cdot 750 \cdot 0,054 = 19,6 \text{ Met.-Kil. pro Sec.} = 0,261 \text{ Pferdest.},$$

d. i. nahe die Hälfte der gesammten für den Leergang erforderlichen Betriebskraft.

Es wurden 9 Versuche ausgeführt, davon I—III beim Arbeitsgang, IV—IX beim Leergang; der Verzug betrug bei I—VI 16, bei VII—IX 12.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 140, f = 0,93).
I	136	141	138	48,30	0,64	0,605
II	134	141,5	139	47,76	0,64	0,605
III	131	140	137	46,20	0,62	0,586
IV	110	141,5	139	39,21	0,52	0,484
V	113	141	138	40,14	0,54	0,512
VI	112	143	140	40,34	0,54	0,502
VII	114	137	135	39,34	0,52	0,502
VIII	114	139	136	39,92	0,53	0,512
IX	114	137	135	39,34	0,52	0,502

Hiernach durchschnittliche Betriebskraft: für 12 fachen, für 16 fachen Verzug
beim Leergang 0,505 Pfdst. 0,499 Pfdst.

beim Arbeitsgang (bei 13 Bändern) — 0,599 „

beim Arbeitsgang (mit voller Besetzung) — 0,639 „ (0,036 p.Bd.).

Der Raumbedarf dieser Strecke berechnet sich zu 3,4 . 2 = 6,80 Quadratmeter.

13. Erster Durchzug für Langflachs (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Maschine enthält 3 Köpfe à 8 Bänder und 2 Abzugswalzen; die gebildeten Bänder sind bestimmt für Garne von Nr. 16—25. Die Zahl der Gillschläge pro Minute beträgt

$$140 \cdot \frac{40}{70} \cdot \frac{46}{64} \cdot \frac{24}{16} = 86;$$

die Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 31 = 62$, die Länge der Nadeln 28^{mm}, die Nadelnummer 16. Die Vordercylinder sind belastet mit 1067 Kilogr. pro Kopf.

Von den zur Ausführung gebrachten 6 Versuchen beziehen sich die ersten 3 auf den Arbeitsgang, die letzten 3 auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. in Pferdest.		Reducirte Betriebskraft (c = 140, f = 0,93).
I	153	139	137	45,26	0,60	0,558
II	156	143	141	47,47	0,63	0,586
III	163	143	141	49,60	0,66	0,614
IV	145	136	134	41,96	0,56	0,549
V	147	146	144	45,67	0,61	0,549
VI	144	135	133	41,37	0,55	0,539

Für 140 Umdrehungen der Antriebscheibe und 7% Stillstände beträgt hiernach die mittlere Betriebskraft dieser Strecke

beim Leergang 0,546 Pferdestärke

beim Arbeitsgang 0,596 „ (0,025 pro eingezogenes Bd.).

14. Zweiter Durchzug für Langflachs (Nr. 13)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Drei Köpfe, jeder für 6 Bänder und mit 3 Abzugswalzen. Zahl der Gillschläge pro Minute $150 \cdot \frac{32}{84} \cdot \frac{32}{20} = 91$. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 40 = 80$; Feinheitsnummer der Nadeln = 18, Länge der Nadeln 25^{mm}.

Versuch Nr. I—VIII Arbeitsgang und zwar I—III bei 14fachem, IV—VI bei 12fachem, VII und VIII bei 18fachem Verzug, IX—XI Leergang bei 18fachem Verzug.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. in Pferdest.		Reducirte Betriebskraft (c = 150, f = 0,80).
I	198	152	132	70,44	0,94	0,856
II	203	152	132	72,22	0,96	0,872
III	206	149,5	130	72,08	0,96	0,888
IV	193	155	135	70,02	0,93	0,824
V	203	159	138	75,54	1,01	0,880
VI	213	165	143	82,25	1,10	0,920
VII	190	159	138	70,71	0,94	0,816
VIII	195	152	132	69,37	0,93	0,848
IX	177	148	129	61,31	0,82	0,760
X	180	143	124	60,25	0,80	0,776
XI	188	150	130	66,00	0,88	0,816

Hiernach berechnen sich folgende Mittelzahlen: Betriebskraft

	bei 12	14	18fachem Verzug
für den Leergang	—	—	0,784 Pferdestärke
für den Arbeitsgang	0,875	0,872	0,832 „
für den Arbeitsgang pro Band	0,049	0,048	0,046 „

Bezüglich der auch hier sich zeigenden Abnahme der Betriebskraft bei gesteigertem Verzug gilt die unter Nr. 9 gemachte Bemerkung.

Raumbedarf: $3,5 \cdot 2,5 = 8,75$ Quadratmeter.

15. Zweiter Durchzug für Langflachs (Nr. 15)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Drei Köpfe à 6 Bänder und 3 Abzugswalzen. Zahl der Gillschläge pro Minute $150 \cdot \frac{30}{84} \cdot \frac{32}{20} = 86$. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 42 = 84$, Nadellänge 25^{mm} , Nadelnummer 19.

Bei 14fachem Verzug und 6facher Duplirung werden 6 Versuche ausgeführt, I—III beim Arbeitsgang, IV—VI beim Leergang.

Nummer des Versuches	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 150, f = 0,80).
I	131	167	142	51,20	0,683	0,577
II	133	167	142	51,99	0,693	0,586
III	131	167	142	51,20	0,683	0,577
IV	114	169	144	45,09	0,601	0,501
V	110	151	129	38,87	0,518	0,482
VI	107	152	129	38,07	0,508	0,473

Demnach durchschnittliche Betriebskraft:

beim Leergang	0,485 Pferdestärke.
beim Arbeitsgang	0,580 „
beim Arbeitsgang pro Band	0,032 „

Raumbedarf wie bei Nr. 14.

16. Zweiter Durchzug für Langflachs (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast in der Tetschener Flachsspinnerei.

Drei Köpfe à 8 Bänder und 2 Abzugswalzen. Zahl der Gillschläge pro Minute $150 \cdot \frac{40}{70} \cdot \frac{43}{56} \cdot \frac{23}{16} = 97,8$; Zahl der Nadeln pro Band und Gill $2 \cdot 29 = 58$, Länge der Nadeln 26^{mm} , Breite der Nadelfelder 65^{mm} . Zapfendicke der Vordercylinder 45^{mm} ; Belastung der Vordercylinder pro Kopf 1090 Kilogr.

Versuch Nr. I—III Arbeitsgang bei 14fachem Verzug und bei Besetzung von nur 2 Köpfen, Nr. IV—VI Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 150, f = 0,93).
I	105	154	151	40,73	0,54	0,502
II	105	162	159	42,85	0,57	0,502
III	103	156	153	40,48	0,54	0,493
IV	87	157	154	34,41	0,46	0,418
V	86	150	147	32,50	0,43	0,409
VI	90	155	152	35,14	0,47	0,428

Hiernach als Durchschnittswerthe:

Betriebskraft beim Leergang 0,418 Pferdestärke.

Betriebskraft beim Arbeitsgang 0,499 „

Betriebskraft beim Arbeitsgang pro Band 0,021 „

Raumbedarf der Maschine $3,3 \cdot 1,4 = 4,62$ Quadratmeter.

17. Zweiter Durchzug für Langflachs (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast in der Tetschener Flachsspinnerei.

Drei Köpfe mit je 8 Bändern und 2 Abzugswalzen. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 30 = 60$, Nadellänge 26^{mm} , Nadelnummer 17. Zapfendicke der Vordercylinder 41^{mm} , Belastung der Vordercylinder pro Kopf 1173 Kilogr.

Versuch I—III Arbeitsgang, IV—VI Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 155, f = 0,93).
I	132	153	150	42,98	0,57	0,549
II	144,5	153	150	47,05	0,63	0,604
III	142	155	152	46,84	0,62	0,586
IV	129	156	153	42,82	0,57	0,539
V	118	163	160	40,93	0,55	0,493
VI	122	166	163	43,10	0,57	0,502

Als Mittelwerthe für die Betriebskraft dieser Maschine bei 155 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 7% normalen Stillständen ergibt sich sonach

für den Leergang 0,511 Pferdestärke.

für den Arbeitsgang 0,580 „

für den Arbeitsgang pro Band 0,024 „

18. Vorspinnmaschine für Langflachs (Nr. 16)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Diese Maschine besteht aus 6 Köpfen à 10 Spindeln; die Anordnung ihrer wirksamen Theile ergibt sich aus dem in Fig. 14 Taf. III skizzirten Vertikalschnitt. Die aus vorgesetzten Töpfen kommenden Bänder gehen über

die Leitstäbe a durch die Hintercylinder b , die wandernden Gills c , die Vordercylinder d , durch die Drehung verleihenden Flügel e nach den Spulen f . Spindeltheilung $6'' = 152^{\text{mm}}$; lichte Spulenhöhe 200^{mm} , Durchmesser der leeren Spule 38^{mm} , der vollen 108^{mm} . Zahl der Gillschläge pro Minute

$$205 \cdot \frac{37}{78} \cdot \frac{40}{56} \cdot \frac{24}{15} = 111.$$

Zahl der Nadeln pro Gillstab $2 \cdot 21 = 42$, Nadelnummer 20, Nadellänge 21^{mm} .

Auf Taf. IV sind die Bewegungsmechanismen dieses Fleiers skizzirt; es geht daraus hervor, dass zur Hervorbringung der veränderlichen Spulenbewegung ein Conoidenpaar $h g$ und ein Differenzialgetriebe mit Kegelrädern dient. Eigenthümlich ist die Einrichtung zur schrittweisen Verschiebung des Riemens, welcher h und g verbindet. An der Mangelradwelle a sitzen zwei Hebendaumen b_1 und b_2 , von denen der eine im höchsten, der andere im tiefsten Stand der Spulen die Sperrklinke c_1 resp. c_2 aushebt, wodurch für den jedesmaligen Wechsel in der Bewegungsrichtung der Spulenbank dem zwischen c_1 und c_2 liegenden Sperrrad eine Drehung im Betrag der halben Zahntheilung gestattet wird; hervorgebracht wird diese Drehung durch Einwirkung des Gewichtes d auf die Welle e , die durch Stirnräder mit der Sperrradwelle in Verbindung steht, und durch Zahnrad und Zahnstange wird sie in die periodisch fortschreitende Bewegung des Riemenführers f umgesetzt. Die Riemen- spannung wird hervorgebracht durch das Gewicht des unteren Riemenkegels g , dessen Axe von zwei um i drehbaren Armen getragen wird. Die Zurückführung des Riemens in seine Anfangsstellung erfolgt durch Drehung des Handrads k (Fig. 26), wobei die Arbeiterin, um den Riemen zu lockern, den Hebel l mit dem Fusse niederdrückt.

Es wurden 9 Versuche ausgeführt, die ersten 6 beim Arbeitsgang und bei halb bis ganz gefüllten Spulen, die letzten 3 beim Leergang, d. h. bei aufgesteckten leeren Spulen, aber weggenommenen Bändern. Zwischen Versuch III und IV wurde der vom Dynamometer nach der Arbeitsmaschine führende Treibriemen neu verbunden, da er bedenkliche Falten gezeigt hatte.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c = 205, f = 0,80$).
I	325	192	171	146,04	1,95	1,87
II	325	194	172	147,56	1,97	1,88
III	325	201	179	152,89	2,03	1,86
IV	300	207	182	145,35	1,94	1,74
V	275	213	189	137,09	1,83	1,58
VI	285	211	188	149,74	1,88	1,64
VII	275	183	163	117,78	1,57	1,58
VIII	290	203	180	137,78	1,84	1,68
IX	290	208	185	141,17	1,88	1,66

Mittelwerthe für die Betriebskraft:

beim Leergang 1,64 Pferdestärken.

beim Arbeitsgang 1,76 „

beim Arbeitsgang pro Spindel 0,029 „

Raumbedarf dieses Fleiers $6,5 \cdot 2,0 = 13,0$ Quadratmeter.

19. Vorspinnmaschine für Langflachs (Nr. 17)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Von derselben Einrichtung wie Nr. 18. Spindeltheilung 152^{mm}; lichte Spulenhöhe 200^{mm}, Durchmesser der Spule 38 bis 108^{mm}. Zahl der Gillschläge pro Minute

$$185 \cdot \frac{44}{78} \cdot \frac{45}{56} \cdot \frac{24}{15} = 134.$$

Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 25 = 50$, Nadelnummer 20, Nadel-
länge 19^{mm}.

Von den ausgeführten 9 Versuchen beziehen sich I—III auf den Arbeits-
gang, IV—IX auf den Leergang und zwar liegt bei IV—VI der Conusriemen
auf dem starken, bei VII—IX auf dem schwachen Ende des treibenden Kegels.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 185, f = 0,80)
I	360	195	171	164,30	2,19	1,90
II	340	208	183	165,52	2,21	1,78
III	340	206	181	163,92	2,19	1,79
IV	325	205	180	155,93	2,08	1,71
V	325	205	180	155,93	2,08	1,71
VI	325	204	180	155,17	2,07	1,70
VII	350	200	176	163,83	2,18	1,83
VIII	305	200	176	142,77	1,90	1,60
IX	315	190	167	140,08	1,87	1,66

Unter Voraussetzung von 185 Umdr. der Antriebscheibe und 20% Still-
ständen berechnet sich hiernach die Betriebskraft

für den Leergang 1,70 Pferdestärken.

für den Arbeitsgang 1,82 „

für den Arbeitsgang pro Spindel 0,030 „

Raumbedarf wie bei Nr. 18.

20. Vorspinnmaschine für Langflachs (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Maschine, von welcher Tafel V eine Skizze giebt, entspricht in ihrer
Einrichtung den beiden an James Combe ertheilten englischen Patenten
Nr. 1387 A. D. 1856 und Nr. 1425 A. D. 1860; sie hat statt des zur schritt-
weisen Aenderung der Spulengeschwindigkeit sonst gebräuchlichen Riemenkegels
zwei in einander verschiebbare Kegelgerippe von der in Fig. 33 dargestellten
Form, die zusammen eine expansible Seilscheibe bilden. Bemerkenswerth ist
das hierzu gehörige Lederseil, das sich im vorliegenden Fall, wie auch zur
Uebertragung grösserer Leistungen, vorzüglich bewährt hat. Die Herstellung
und Auflegung desselben geschieht in folgender Art: Aus einer gegerbten
Rindshaut wird durch einen spiralförmigen Schnitt ein langer schmaler Riemen
geschnitten, den man mehrfach über zwei feststehende Bolzen *zz* (Fig. 16, Taf. III.),

deren Abstand der Länge des herzustellenden Seils entspricht, hin und herlegt; man nimmt alsdann einen dieser Bolzen heraus und dreht das Ganze zu einem Seil xy (Fig. 18) scharf zusammen, dessen Enden man mit Binderriemen $m n$ versieht. Dieses Seil wird über die zu verbindenden Seilscheiben gelegt, die Enden $x y$ werden mit den Händen noch weiter zusammengedreht und so fest gehalten; ein anderer Mann zieht einen Verbindungsriemen a abwechselnd durch die beiden Schleifen bc , so oft, dass die Summe der Lagen in a gleich ist der Zahl der Litzen des Seiles selbst. Hierauf wird in das eine Ende von a ein Schlitz geschnitten (Fig. 19), das andere Ende durchgezogen und einfach verknüpft; die Binderriemen m und n werden abgenommen; beim Loslassen gehen nun die vorher in die Seilenden $x y$ gebrachten Drehungen auf das Verbindungsstück a über, so dass ein endloses Seil von sehr gleichförmiger Dicke entsteht (Fig. 20). Es ist dafür zu sorgen, dass die Enden b und c nicht allzu nahe zusammenkommen. Ist das Seil nach längerem Gebrauch zu schlaff geworden, so wird das Verbindungsstück a aufgezogen und nach gehöriger Zusammendrehung der Enden x und y , die eine entsprechende Verkürzung hervorruft, in gleicher Art, wie vorstehend angegeben, wieder eingezogen.

Zum näheren Verständniss der Skizze auf Tafel V dienen noch folgende Erläuterungen. Die Hauptwelle ist mit A bezeichnet; auf derselben sitzt das Kegelrad B fest, welches durch die beiden im Differenzialrad U gelagerten Räder C auf D den constanten Theil der Spulenbewegung überträgt; der veränderliche Theil kommt von der zweitheiligen expansibeln Seilscheibe P her durch die Räder $Q R T$ und das Differenzialrad U . Von E aus erfolgt die Bewegungsübertragung auf die Spulen nicht durch das sonst angewendete Knie, sondern durch zwei Paar Kegelräder $G H$ und $I L$ und eine dieselben verbindende Welle, welche in der langen Nabe des Rades H verschiebbar und zwar mit Nut und Feder eingepasst ist (vgl. Fig. 32). Die erforderlichen schrittweisen Aenderungen des wirksamen Halbmessers von P gehen von dem doppelarmigen Hebel a aus, der am einen Ende ein Gewicht, am andern einen Zahnbogen trägt; dieser steht im Eingriff mit dem Rad b , welches mit dem Sperrrad c ein Ganzes bildet; die von dem Gewicht a angestrebte Drehung dieser Räder wird für gewöhnlich verhindert durch einen der Sperrhaken f und g ; diese werden durch ein eigenthümlich gestaltetes Gussstück d , das mit b und c auf gemeinschaftlichem Zapfen sitzt, abwechselnd ausgelöst in Folge des Anstosses der am Wagen befindlichen Zapfen ee . Auf der Axe des Hebels a , der hiernach mit jedem Wagenwechsel eine kleine Drehung vollführt, sind 2 Arme k befestigt, welche die Axe der Seilscheibe P tragen; der bewegliche Theil der letztern (vgl. Fig. 33) ist durch einen Keil mit der Stange l verbunden, die sich in der ausgebohrten Axe verschieben kann. Das entgegengesetzte Ende der Stange l gleitet an einer passend gestalteten festen Fläche m , wodurch die Zusammenschiebung der beiden Kegelgerippe zu Stande kommt. Der so in seinem Durchmesser veränderliche Seilwürtel P erhält die Bewegung von der gleichmässig umlaufenden Scheibe O aus durch ein Lederseil von der vorher angegebenen Beschaffenheit.

Die Bewegung des Wagens erfolgt von dem Rad S aus durch S_1 auf T_1 , durch U_1 oder U_2 auf V_1 , durch W_1 auf X_1 und endlich durch auf der Welle von X_1 in grösserer Anzahl sitzende Getriebe Y_1 auf die Zahnstangen des

Wagens. Je nachdem U_1 oder U_2 mit V_1 eingreift, erfolgt Aufgang oder Abgang des Wagens, und es geht die hierzu erforderliche Verstellung von dem Gussstück d aus, das mit dem Zahn d_1 verbunden ist; auf denselben wirkt ein Gewichtshebel h . Sobald nun z. B. der Wagen am Ende seines Niederganges ist, berühren sich die Spitzen von d_1 und h , weil der Stift e den Hebel d gedreht hat. Dabei wird die Zugstange l fortgeschoben, ohne aber zunächst den Hebel, welcher die Lager der Räder U_1 und U_2 enthält, zu bewegen, denn das eine Ende von l erfasst den Verbindungzapfen mit einem Langloch; die Bewegung dieses Hebels und damit die Einrückung von U_2 , die Ausrückung von U_1 tritt erst ein in Folge des Herabsinkens von h auf d_1 ; ebenso ist der Vorgang am Ende des Wagenaufgangs, nur gleitet dann h auf der entgegengesetzten Seite von d_1 herab, und es wird U_1 eingerückt, U_2 ausgerückt.

Bei dem vorliegenden Fleier beträgt die Spindeltheilung 150^{mm} , die Spulenhöhe 203^{mm} , der Spulendurchmesser 35 bis 105^{mm} ; die Zahl der Gillschläge pro Minute

$$190 \cdot \frac{46}{90} \cdot \frac{26}{48} \cdot \frac{24}{16} = 78,8.$$

Zahl der Nadeln pro Gill $2 \cdot 24 = 48$, Nadellänge 17^{mm} .

Von den zur Ausführung gebrachten 12 Versuchen beziehen sich Nr. I—III, X—XII auf den Arbeitsgang, erstere bei fast vollen, letztere bei fast leeren Spulen, IV—VI und VII—IX auf den Leergang; bei allen Versuchen beträgt der Draht 1,01 pro 1" engl., der Verzug ist 16fach bei I—VI, 12fach bei VII—XII.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c=190, f=0,93$).
I	290	215	188	156,06	2,08	1,95
II	295	216	189	159,49	2,13	1,99
III	278	216	189	150,30	2,00	1,87
IV	255	217	190	138,50	1,85	1,72
V	263	211	185	138,90	1,85	1,72
VI	256	218	191	139,69	1,86	1,73
VII	265	210	184	139,29	1,86	1,78
VIII	265	212	186	140,62	1,87	1,78
IX	268	218	191	146,24	1,95	1,80
X	270	216	189	145,97	1,95	1,82
XI	270	216	189	145,97	1,95	1,82
XII	268	213	186	142,88	1,91	1,81

Als Mittelwerthe für die Betriebskraft sind hiernach anzusehen

	bei 12fachem	bei 16fachem Verzug
beim Leergang	1,79	1,72 Pferdest.
beim Arbeitsgang	1,82	1,94 „
„ „ pro Spindel	0,023	0,024 „

Raumbedarf der Maschine $8 \cdot 1,65 = 13,2$ Quadratmeter.

21. Vorspinnmaschine für Langflachs (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Einrichtung und Dimensionen (mit Ausnahme der Gills) wie bei Nr. 20. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 22 = 44$, Länge der Nadeln 18^{mm} , Feinheitsnummer der Nadeln 19; es stehen 14 Nadeln auf $1''$ engl.

Von den zur Ausführung gebrachten 10 Versuchen, bei denen sämtlich der Verzug 16 und die Drehung pro $1''$ engl. 0,75 betrug, beziehen sich VI—VIII auf den Leergang, die übrigen auf den Arbeitsgang; bei I—V fehlten die Bänder für 20 Spindeln, bei IX und X waren die Bänder vollständig; bei I und II befanden sich die Spulen in halber Füllung, bei III—V waren sie nahe ganz gefüllt, bei IX und X fast leer.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c = 210, f = 0,93$).
I	293	209	206	130,31	1,74	1,65
II	296,5	211	208	133,13	1,78	1,67
III	298	206	203	130,63	1,74	1,67
IV	299	203	200	129,16	1,72	1,68
V	299	215	212	136,80	1,82	1,67
VI	282	213	210	127,82	1,70	1,58
VII	284	207	204	125,10	1,67	1,60
VIII	282	206	203	123,62	1,65	1,59
IX	292	210	207	130,49	1,74	1,65
X	295	210	207	131,83	1,76	1,66

Aus dieser Versuchsreihe ergeben sich für die Betriebskraft dieses Fleiers folgende Mittelzahlen (für 210 Umdr. der Antriebscheibe und 7% Stillstände)

	beim Leergang	bei fast leeren	beim Arbeitsgang bei halb gefüllten	bei ganz gefüllten Spulen
Ueberhaupt	1,590	1,655	1,683	1,714 Pferdest.
pro Spindel	0,020	0,021	0,021	0,022 „
Raumbedarf wie bei Nr. 20.				

22. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 9)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Die Anordnung dieser Maschine ergibt sich aus dem in Fig. 21, Taf. III skizzirten Querschnitt; das Vorgarn geht über Leitstangen nach den mit warmem Wasser gefüllten Trögen, passirt hier um eingelegte Glasstäbe und hierauf durch die beiden Streckwalzenpaare nach den drahtgebenden Flügeln und den zugehörigen Spulen. Die Drehung der Flügel erfolgt mit Würtel und Schnuren von einer Blechtrommel aus, an deren einem Ende sich die Antriebscheibe befindet; die Hebung und Senkung des Spulenwagens geschieht mit Hülfe eines Mangelradsectors, in dessen Zähne ein treibendes Rad eingreift und dessen schwingende Bewegung durch in der Zeichnung ersichtliche Riemen, Wellen, Getriebe und Zahnstangen in die geradlinig auf- und abgehende des Spulenwagens umgesetzt wird.

Es wurden an zwei verschiedenen Tagen zwei Versuchsreihen ausgeführt, die erste mit 15, die zweite mit 13 Einzelversuchen. Bei der ersten bezogen sich die Versuche X—XII auf den Leergang (bei aufgesteckten leeren Spulen), alle übrigen auf den Arbeitsgang und zwar XIII—XV bei eben begonnener Spulenfüllung, I—IX bei zu $\frac{3}{4}$ bis ganz gefüllten Spulen. Bei der zweiten Versuchsreihe war während der Versuche XI—XIII die Maschine im Leergang, während I—X im Arbeitsgang bei zu $\frac{2}{3}$ bis ganz gefüllten Spulen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft in Pferdest. (c = 370, f = 0,85).
-----------------------	--------------------------	-------------------------------	----------------------------------	---	----------------------------	---

Erste Versuchsreihe.

I	287	288	329	206,87	2,76	2,63
II	270	292	334	197,32	2,63	2,47
III	270	283	323	191,24	2,55	2,48
IV	284	283	323	201,15	2,68	2,61
V	282	276	315	194,79	2,60	2,59
VI	275	270	309	185,84	2,48	2,52
VII	290	304	347	220,64	2,94	2,67
VIII	288	287	328	206,87	2,76	2,64
IX	286	287	328	205,43	2,74	2,63
X	200	280	320	140,16	1,86	1,83
XI	202	288	329	145,60	1,94	1,85
XII	202	305	349	154,19	2,05	1,84
XIII	260	310	354	201,73	2,68	2,38
XIV	230	311	355	179,03	2,38	2,11
XV	220	312	357	171,79	2,28	2,01

Zweite Versuchsreihe.

I	263	300	343	198,71	2,65	2,43
II	260	296	338	193,82	2,58	2,40
III	254	296	338	189,36	2,52	2,35
IV	265	290	331	193,54	2,58	2,45
V	263	300	343	198,71	2,64	2,42
VI	260	314	359	205,61	2,73	2,39
VII	262	325	371	214,45	2,85	2,41
VIII	261	312	357	205,09	2,73	2,41
IX	252	276	315	175,17	2,33	2,33
X	265	321	367	214,24	2,85	2,44
XI	171	321	367	138,24	1,84	1,58
XII	162	293	335	119,55	1,59	1,50
XIII	151	290	331	110,28	1,47	1,39

Durch Zusammenfassung beider Versuchsreihen ergibt sich bei 370 Umdrehungen der Antriebswelle pro Minute und bei 15% normalen Stillständen die Betriebskraft dieser Flachsfeinspinnmaschine:

	im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang	1,67	0,013 Pferdest.
beim Arbeitsgang { bei fast leeren Spulen	2,17	0,017 „
{ bei fast gefüllten Spulen	2,49	0,019 „

Als Durchschnittswerth für die Betriebskraft beim Arbeitsgang wird sonach anzunehmen sein 2,33 Pferdest. im Ganzen, 0,018 Pferdest. pro Spindel.

Raumbedarf der Maschine $5,40 \cdot 1,84 = 9,94$ Quadratmeter (vergl. Tafel VIII).

23. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 8)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Einrichtung und Grösse wie bei Nr. 22. Es gelangen 10 Versuche zur Ausführung; von diesen beziehen sich I—III auf den Leergang, die übrigen auf den Arbeitsgang und zwar von Anfang der Spulenfüllung in Zwischenräumen von $\frac{1}{4}$ zu $\frac{1}{4}$ Stunde; beim letzten Versuch befanden sich 62 Schichten auf den Spulen, was etwa $\frac{2}{3}$ der gesammten Füllung entspricht.

Nummer des Versuches.	Feder- spannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($\gamma = 370$, $f = 0,85$).
I	141	297	339	105,46	1,41	1,31
II	142	309	353	110,50	1,47	1,31
III	144	305	349	110,61	1,47	1,33
IV	224	315	360	177,71	2,36	2,06
V	233	312	357	183,09	2,44	2,15
VI	234	310	354	182,69	2,43	2,16
VII	239	315	360	189,61	2,52	2,20
VIII	234	273	312	160,88	2,14	2,16
IX	250	308	352	193,93	2,58	2,30
X	250	288	329	181,34	2,41	2,30

Als Durchschnittswerth der Betriebskraft bei 370 Umdr. der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen ist hiernach anzunehmen

	im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang	1,32	0,010 Pferdest.
beim Arbeitsgang	2,19	0,017 „

Mit zunehmender Spulenfüllung steigt die Betriebskraft von 2,06 auf 2,30 Pferdest. und es ergiebt das Mittel aus dem ersten und letzten Werth (2,18) nahe denselben Werth, wie das Mittel aus sämtlichen Versuchen. Bei gleichem Fortschreiten würde für ganz gefüllte Spulen sich der Werth 2,38 ergeben, so dass als wahrscheinlichster Mittelwerth der Betriebskraft für den Arbeitsgang $\frac{2,06 + 2,38}{2} = 2,22$ Pferdest. anzusehen ist.

24. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 10)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

An dieser Maschine wurden 6 Versuche ausgeführt, I—III beim Leergang, IV—VI beim Arbeitsgang und zwar zu Anfang der Spulenfüllung.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 370, f = 0,85).
I	99	308	352	76,80	1,02	0,91
II	100	311	355	78,33	1,04	0,92
III	100	317	362	79,84	1,06	0,92
IV	150	289	330	109,18	1,45	1,39
V	157	319	365	125,83	1,67	1,44
VI	159	315	360	126,14	1,68	1,47

Hiernach beträgt im Durchschnitt bei 370 Umdr. der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen die Betriebskraft

	im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang	0,92	0,007 Pferdest.
beim Arbeitsgang zu Anfang der Spulenfüllung	1,43	0,010 „

25. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 18)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Die auch bei dieser Versuchsreihe sich zeigende Zunahme der Betriebskraft mit steigender Füllung der Spulen steht, wie anzunehmen ist, mit dem veränderlichen Spulengewicht in Zusammenhang; es wurde daher notirt das Gewicht der leeren Spulen pro Stück 0,042 Kilogr., das der gefüllten 0,097 Kilogr.

Von den zur Ausführung gebrachten 18 Versuchen beziehen sich XIII—XV auf den Leergang, die übrigen auf den Arbeitsgang und zwar XVI—XVIII bei fast leeren Spulen, I—XII bei zu $\frac{1}{3}$ bis ganz gefüllten Spulen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 370, f = 0,85).
I	184	291	333	113,69	1,51	1,43
II	182	302	345	116,70	1,55	1,41
III	182	330	377	127,52	1,70	1,42
IV	179	310	354	117,81	1,57	1,39
V	179	324	369	123,13	1,64	1,39
VI	182	340	389	131,38	1,75	1,41
VII	181	309	353	118,75	1,58	1,41
VIII	180	301	344	115,03	1,53	1,40
IX	180	295	337	112,75	1,50	1,40
X	181	305	349	118,02	1,60	1,45
XI	190	314	359	126,67	1,68	1,47
XII	190	323	369	130,30	1,73	1,47
XIII	108	293	335	67,18	0,89	0,83
XIV	111	295	337	69,53	0,92	0,76
XV	118	315	360	79,73	1,06	0,93
XVI	154	318	363	103,98	1,38	1,20
XVII	160	270	309	91,72	1,22	1,24
XVIII	156	301	344	99,70	1,33	1,22

Es beträgt sonach bei normaler Geschwindigkeit (370) und bei normalen Stillständen (15%) die Betriebskraft dieser Feinspinnmaschine

		im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang		0,84	0,006 Pferdest.
beim Arbeitsgang	{ im Anfang der Spulenfüllung	1,20	0,008 „
	{ am Ende „ „	1,47	0,010 „
	{ durchschnittlich	1,38	0,009 „

Die Belastung der Streckwalzen beträgt pro Spindel 15 Kilogr., in Summa also $152 \cdot 15 = 2280$ Kilogr.; davon kommen $\frac{3}{5}$ auf die Vorderwalzen und $\frac{2}{5}$ auf die Hinterwalzen; die Zapfen beider haben 25^{mm} Dicke, die der Oberwalzen 14^{mm}; nimmt man den Reibungscoefficient zu 0,054 an, so ergibt sich mit Rücksicht auf die in Tabelle I angegebenen Geschwindigkeiten der Arbeitsaufwand für Ueberwindung der Zapfenreibungen an den Streckwalzen zu 0,072 Pferdest., sich zusammensetzend aus folgenden Theilen:

	untere	obere Zapfen
Vordercylinder	0,041	0,023 Pferdest.
Hintercylinder	0,005	0,003 „

26. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 1)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Combe'schen Feinspinnmaschinen sind von den Lawson'schen nur in wenig Punkten verschieden. Die Belastung der Einzieh- und Streckwalzen erfolgt durch die Gordon'schen Patentdrucksattel, deren Einrichtung aus Fig. 22 und 23, Taf. III sich ergibt. Dieselbe entspricht dem englischen Patent Nr. 1498 A. D. 1863. Das den Sattel *a* führende Querstück *b*, welches hier über den Hinterwalzen liegt, gestattet die Anwendung grösserer Oberwalzen auf den Streckcylindern.

Wegen des bedeutenden Antheils, welchen die Zapfenreibung der Streckwalzen an der Betriebskraft für den Leergang unzweifelhaft hat, wurde notirt die Gesamtbelastung der Hinter- und Vordercylinder auf jeder Seite der Maschine 2940 Kilogr., Zapfendicke der Einziehwalzen 25^{mm}, der Streckwalzen 31^{mm}, der Obercylinder für beide 14^{mm}; Dicke der Spindel 9,5 Millimeter. Da von der gesammten Belastung 0,6 auf die Vorderwalzen, 0,4 auf die Hinterwalzen kommt, so berechnet sich der Arbeitsverbrauch zur Ueberwindung der Zapfenreibungen unter Voraussetzung eines Reibungscoefficienten 0,054 zu 0,259 Pferdest., welcher Werth sich aus folgenden Theilen zusammensetzt:

	untere	obere Zapfen
für die Vordercylinder	0,163	0,074 Pferdest.
für die Hintercylinder	0,014	0,008 „

Von den zur Ausführung gebrachten 9 Versuchen bezogen sich I—V auf den Arbeitsgang bei fast gefüllten Spulen, VI und VII auf den Leergang, VIII und IX ebenfalls auf den Leergang, aber unmittelbar nach besonders sorgfältiger Oelung sämmtlicher Lager und Zapfen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 411, f = 0,85).
I	475	345	390	414,44	5,53	4,96
II	477	350	396	422,22	5,63	4,96
III	456	335	379	386,33	5,15	4,74
IV	462	350	396	408,94	5,45	4,81
V	467	355	401	419,27	5,59	4,87
VI	358	365	412	330,46	4,41	3,74
VII	332	364	411	305,62	4,07	3,46
VIII	280	339	383	240,05	3,20	2,92
IX	280	326	383	240,05	3,20	2,92

Hiernach beträgt die mittlere Betriebskraft bei 411 Umdr. der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen

	im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang, unmittelbar nach Oelung aller Lager	2,92	0,014 Pferdest.
desgl. bei gewöhnlichem Zustand . . .	3,60	0,017 „
beim Arbeitsgang mit fast gefüllten Spulen . . .	4,87	0,023 „

Durch sorgfältige Schmierung lässt sich hiernach eine Ersparniss von 19% an Betriebskraft erreichen.

Raumbedarf dieser Maschine $6 \cdot 1,5 = 9$ Quadratmeter (vgl. Fig. 60, Taf. VIII).

27. Feinspinnmaschine für Langflachs (Nr. 2)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Einrichtung und Dimensionen wie bei Nr. 26. Es wurden 8 Versuche ausgeführt, die ersten 4 während des Arbeitsganges bei nahe gefüllten Spulen, die letzten 4 während des Leerganges.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 411, f = 0,85).
I	545	342	386	471,38	6,29	5,70
II	540	350	396	477,98	6,37	5,62
III	545	347	392	478,27	6,38	5,69
IV	545	353	399	486,54	6,49	5,69
V	435	327	370	359,74	4,80	4,53
VI	440	348	393	387,24	5,16	5,18
VII	438	365	412	404,31	5,39	4,57
VIII	438	366	413	405,42	5,41	4,57

Demnach durchschnittliche Betriebskraft bei 411 Umdr. der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen

	im Ganzen	pro Spindel
beim Leergang	4,74	0,023 Pferdest.
beim Arbeitsgang	5,68	0,027 „

C. Wergspinnereimaschinen.

28. Wergauflockerungsmaschine

von M. Frenzel in Chemnitz, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Maschine soll nicht allein das zu verspinnende Werg auflockern, sondern auch reinigen von anhängendem Holz und Staub; ihre Einrichtung trifft mit der des bekannten Oeffners für Baumwolle von Taylor Lang & Co. überein. Auf Tafel VI ist in Figur 34 ein vertikaler Längsschnitt in $\frac{1}{25}$ der wirklichen Grösse dargestellt und es bezeichnet darin *a* das Zuführungslattentuch, *bc* zwei Paar geriffelte Speisewalzen, *d* die Trommel mit 8 Querreihen Daumen von 6^{mm} Dicke; dieselben stehen in Zwischenräumen von 24^{mm}, 34 in jeder Reihe; *e* ein aus gusseisernen Platten zusammengesetzter, innerlich mit querlaufenden Rippen besetzter Mantel, die obere Hälfte der Trommel concentrisch umschliessend, *f* ein Rost zum Hindurchfallen der Schäbe, *g* ein Lattentuch zum Austragen des Werges, *i* eine Siebtrommel zur Abführung des Staubes, *k* der dazu erforderliche Ventilator. Durch diese Maschine werden etwa 10% Staub und Schäbe aus dem Werg ausgeschieden; letzteres wird dabei stark angegriffen. Die Abgänge, die sich zum Theil unter dem Rost (in dem Raume *l*), zum Theil in einer ausserhalb des Gebäudes liegenden Staubkammer sammeln, in welche der Ventilatorcanal mündet, finden als Füllmaterial bei Fabrikation von Pappen eine industrielle Verwendung.

Von den zur Ausführung gebrachten 8 Versuchen beziehen sich I, II, VII und VIII auf den Leergang, III—VI auf den Arbeitsgang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 600, f = 0,79).
I	156,5	400	598	157,7	2,10	1,67
II	164,0	398	595	164,4	2,19	1,75
III	194	312	466	152,5	2,03	2,06
IV	194	247	369	120,7	1,61	2,07
V	258	414	619	269,1	3,59	2,75
VI	249	429	641	269,1	3,59	2,66
VII	179,5	438	655	198,1	2,64	1,91
VIII	178	446	667	200,0	2,67	1,90

Demnach beträgt die mittlere Betriebskraft bei 600 Trommelumdrehungen pro Minute und bei 21% Stillständen

für den Leergang 1,81 Pferdest.

für den Arbeitsgang 2,39 „

Die Diagramme des Arbeitsganges zeigen unregelmässige Schwankungen, erklärbar durch die nicht ganz regelmässige Zuführung des Wergs. Auf Tafel X ist in Figur 67 ein Theil der Diagramme von Versuch VI und VII abgebildet.

Raumbedarf der Maschine $3 \cdot 1,4 = 4,2$ Quadratmeter.

29. Wergkrepel, System Dockrey,

von Greenwood & Batley in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt
in Freiberg.

Diese Krepel, deren Einrichtung dem engl. Patent Nr. 2643 A. D. 1860 entspricht, hat eine sehr kleine Trommel (Durchmesser 0,8 Meter) und nur 2 Paar Arbeiter und Wender, übrigens 3 Abnehmer (doffers) und einen Streckkopf mit rotirenden Gills für 3 Bänder; die Zuführung erfolgt durch 3 Speisetücher und eine Speisewalze mit Mulde und mit $\frac{3}{4}$ Zoll hohem Beschlag. Fig. 35, Taf. VI ist ein Vertikalquerschnitt der Maschine in $\frac{1}{20}$ der wirklichen Grösse, Fig. 36 ein Querschnitt und Fig. 37 ein Grundriss des zugehörigen Streckkopfs. Es bezeichnet in diesen Figuren *a* das Speisetuch (feed sheet), *b* die Speisewalze (feed roller), unter welcher eine gusseiserne Mulde *c* liegt, die sich der Form der Speisewalze und des Tambours *d* anschliesst; die Zähne des letztern führen das Werg dem langsam rotirenden Arbeiter *e* zu, welcher die hervorragendsten Fasern wegnimmt und von dem aus sie durch den schneller laufenden Wender *f* dem Tambour wieder zugeführt werden; zwischen Arbeiter und Wender liegt eine gusseiserne Schiene (edge plate) *g*, über deren polirte obere Kante das Werg passiren muss; hierdurch soll ein gewisser Reibungswiderstand erzeugt werden, der die regellose Ablösung ganzer Wergbüschel (patches) verhindern und eine sichere Parallellegung der Fasern vermitteln soll; dieselben Theile wiederholen sich noch einmal bei *e*₁ *f*₁ *g*₁. Die äussersten Fasern der Trommel werden hierauf durch eine erste Abnehmerwalze (doffer) *h* abgenommen und verdichtet, durch einen Hacker *i* abgekämmt und gelangen sogleich wieder durch eine zweite Speisewalze *b*₁ und Mulde *c*₁ auf das Trommelbeschlüge zurück; zwei folgende Abnehmer *h*₁ *h*₂ bewirken erst die definitive Ablösung der Fasern und Verwandlung derselben in 6 fortlaufende Bänder, welche von 6 Abzugswalzen *k* dem Tisch *l* zugeführt werden, an dessen Ende der Streckkopf steht. Holzschienen *m* sind an verschiedenen Stellen angebracht zur Abschneidung der von der Trommel erzeugten Luftströmungen von den Bändern und Fasern.

Der Verzug beträgt in der Krepel selbst 17,45 und ist nicht verstellbar, im Streckkopf 3,9, zwischen Krepel und Streckkopf 1,06, daher der Gesamtverzug 72,1.

Bei Versuch I—III ist die Maschine im Arbeitsgang, bei IV—VI im Leergang.

Nummer des Versuches.	Mittlere Federspannung	Umdr. am Dynamometer	Umdr. der Trommel	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebskraft
	Kilogr.	pro Min.	pro Min.	in Met.-Kilogr. pro Sec.	in Pferdest.	
I	334	232	265	181,36	2,42	2,07
II	341	236	270	188,36	2,51	2,10
III	338	223	255	176,41	2,35	2,09
IV	280	211	241	138,27	1,84	1,73
V	280	205	234	134,34	1,79	1,73
VI	280	198	226	129,76	1,73	1,73

Ohne Rücksicht auf Stillstände bedarf die Maschine daher leer 2,16 Pferdestärken, im Arbeitsgang 2,61 Pferdestärken bei 283 Umdrehungen der Trommel,

mit Rücksicht auf 20% Stillstände 1,73 Pferdestärken im Leergang, 2,08 im Arbeitsgang.

Raumbedarf dieser Krempel $3 \cdot 2 = 6$ Quadratmeter.

30. Vorkrempel für Werg (A. 1)

von S. Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt
in Freiberg.

Diese Krempel ist seit 7 Jahren im Gange und hat seit 3 Wochen neue Beschläge. Die Einrichtung ergibt sich aus dem Vertikaldurchschnitt Fig. 38; in Fig. 39 und 40 ist das dazu gehörige Streckwerk im Querschnitt und Grundriss beigelegt. Das Werg wird auf 3 nebeneinander laufende Speisetücher aufgelegt und durch 2 Speisewalzen der Trommel zugeführt, durch 7 Wender und 7 Arbeiter bearbeitet, vertheilt sich auf 3 Abnehmer, deren jeder 3 Abzugswalzen hat; die gebildeten 9 Bänder laufen in dem Streckkopf zu einem Band zusammen.

Die verschiedenen Walzen dieser Krempel haben Beschläge von folgenden Feinheitsnummern:

Tambour und Speisewalzen	Nr. 14
die ersten drei Wender und Arbeiter „	14
die 4. und 5. „ „ „ „	16
die 6. und 7. „ „ „ „	18
die 1. Abnehmerwalze	18
„ 2. „	20
„ 3. „	22

Verzug in der Krempel 9,42, im Streckwerk 2,5, Gesamtverzug 23,55.

Länge des pro Stunde gelieferten Bandes (unter Berücksichtigung der nothwendigen Stillstände) 900 Yard = 823 Meter.

Die Maschine befand sich bei Versuch I—III im Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage, bei IV—VI im Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 170, f = 0,80).
I	307	222	148	159,52	2,13	1,96
II	287	215	143	144,42	1,93	1,83
III	373	248	165	216,51	2,89	2,38
IV	370 unsicher	255	170	220,83	2,94	2,35
V	336 „	251	167	197,39	2,63	2,04
VI	308	257	171	185,26	2,47	1,96

Unter Weglassung der unsicheren Versuche IV und V ergibt sich hieraus für den Leergang ein Kraftbedarf von 1,96 Pferdestärken, für den Arbeitsgang von 2,06 Pferdestärken, unter Voraussetzung von 170 Trommelumdrehungen und 20% Stillständen.

Raumbedarf dieser Krempel $4 \cdot 3,1 = 12,4$ Quadratmeter.

31. Vorkrempel für Werg (E. 24)

von S. Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt
in Freiberg.

Einrichtung wie bei der vorherbeschriebenen Krempel.

Gewicht der (gusseisernen) Trommel 26 Centner = 1300 Kilogr.; die Zapfendicke der Trommel beträgt 90 Millimeter.

Die Menge des entstehenden Abfalls beträgt je nach Beschaffenheit des Wergs 15 bis 21 Prozent. Gesamtverzug = 40, wovon 2,5 auf das Streckwerk kommt.

Von den im Folgenden aufgeführten Versuchen beziehen sich Nr. V, VI, XIII, XIV und XV auf den Leergang, bei XIII war das Streckwerk ausgerückt, die übrigen Versuche sind während des Arbeitsganges der Maschine ausgeführt worden; und zwar betrug das Gewicht der Auflage bei I, II, VII, VIII, IX und X 0,95 Kilogr. pro Quadratmeter Speisetuchfläche, bei III, IV, XI und XII halb so viel; bei I—IV wurde kurzes Werg (Spitzwerg) aufgegeben, bei den übrigen langes Werg.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 157, f = 0,80).
I	290	226	137	153,39	2,05	1,88
II	293	234	142	160,47	2,14	1,89
III	275	220	134	141,60	1,89	1,77
IV	262	215	130	131,84	1,76	1,70
V	240	229	139	128,63	1,72	1,55
VI	228	224	136	119,54	1,59	1,47
VII	324	238	144	180,48	2,41	2,10
VIII	338	235	142	185,91	2,48	2,19
IX	307	233	141	167,42	2,23	1,98
X	290	225	136	152,71	2,04	1,89
XI	290	220	133	149,32	1,99	1,88
XII	283	227	138	150,35	2,00	1,80
XIII	216	217	132	109,70	1,46	1,38
XIV	271	210	127	133,20	1,78	1,76
XV	229	225	136	120,59	1,61	1,49

Hiernach berechnet sich der mittlere Kraftbedarf bei 157 Trommelumdrehungen und 20% Stillständen

für den Leergang $\left\{ \begin{array}{l} \text{mit Streckwerk } 1,57 \text{ Pferdest.} \\ \text{ohne Streckwerk } 1,38 \text{ „} \end{array} \right\}$ das Streckwerk allein
daher 0,19 Pferdest.

für den Arbeitsgang $\left\{ \begin{array}{l} \text{bei Spitzwerg} \left\{ \begin{array}{l} \text{für halbe Auflage } 1,73 \text{ Pferdest.} \\ \text{„ volle „ } 1,88 \text{ „} \end{array} \right. \\ \text{bei Langwerg} \left\{ \begin{array}{l} \text{für halbe „ } 1,84 \text{ „} \\ \text{„ volle „ } 2,04 \text{ „} \end{array} \right. \end{array} \right.$

Auf die Reibung an den Zapfen der Trommel kommt allein

$$\frac{1300 \cdot 0,054 \cdot 0,09 \cdot \pi \cdot 157}{60 \cdot 75} = 0,692 \text{ Pferdest.},$$

also die Hälfte des gesamten Kraftbedarfs beim Leergang.

32. Vorkrempel für Werg (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Einrichtung und Grösse dieser Vorkrempel ist mit der von Nr. 33 übereinstimmend; es erfolgt nur stärkere Auflage, es werden nämlich $3 \cdot 15 = 45$ Loth österr. auf 0,680 Meter Speisetuchlänge aufgegeben, so dass 1 □ Meter des eingehenden Vliesses 0,702 Kilogr. wiegt.

Auch haben die Beschlüge etwas grössere Feinheit und zwar gemäss folgender Uebersicht

	Speisewalze	Nr. 14
	Vorwalze und Trommel „	15
	1. Wender und Arbeiter „	15
2. und 3.	„ „ „ „	16
	4. „ „ „ „	17
	5. „ „ „ „	18
	6. „ „ „ „	19
	1. Abnehmer	18
	2. „	19
	3. „	20

Bei Versuch I bis III Leergang, bei IV bis VI Arbeitsgang.

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Uynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 175, f = 0,91).
I	282(?)	275	197	164,64	2,19	1,77
II	198	274	196	115,18	1,54	1,26
III	178	270	193	102,03	1,36	1,12
IV	304	275	197	177,48	2,37	1,92
V	290	270	193	166,23	2,22	1,83
VI	255	268	192	145,09	1,93	1,60

Im Leergang bedarf sonach diese Vorkrempel 1,38 Pferdest., im Arbeitsgang 1,78, bei 175 Trommelumdrehungen und 9% Stillständen.

Raumbedarf dieser Krempel $3,6 \cdot 2,6 = 9,36$ Quadratmeter.

33. Vorkrempel für Werg (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Die Krempel verarbeitet das von der Reinigungsmaschine kommende Werg. Das Speisetuch besteht aus 3 Abtheilungen von je 0,55 Meter Breite, von denen das aufgelegte Werg durch ein paar Speisewalzen der Trommel zugeführt wird; diese Speisewalzen haben groben Lederbeschlag; Zahl der Arbeiter 6, der Wender 6, der Abnehmer 3, der Abzugswalzen 9; die abgehenden 9 Bänder werden durch ein Walzenpaar zu einem vereinigt und fallen in einen Topf.

Die Walzen dieser Krempel haben Beschlüge von folgenden Feinheitsnummern:

Speisewalze	Nr. 13
Vorwalze und Trommel	„ 14
1. Wender und Arbeiter	„ 14
2. und 3. „ „ „	„ 15
4. „ „ „	„ 16
5. „ „ „	„ 17
6. „ „ „	„ 18
1. Abnehmer	„ 17
2. „	„ 18
3. „	„ 19

Alter der Maschine $2\frac{1}{2}$ Jahr. Gesamtter Verzug = 9,74.

Durchmesser der Trommelzapfen 88 Millimeter. Gewicht der Trommel 25 Centner = 1250 Kilogr.

Bei Versuch I und II ging die Maschine leer, bei den folgenden Versuchen war sie in Wirkung und zwar bei III und IV mit gewöhnlicher Auflage ($3 \cdot 12 = 36$ Wiener Loth auf eine Speisetuchlänge von 0,680 Meter oder 0,561 Kilogr. pro □ Meter Speisetuchfläche), bei V und VI mit stärkerer Auflage ($3 \cdot 15 = 45$ Loth auf dieselbe Länge oder 0,702 Kilogr. pro □ Meter).

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Min.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 175, f = 0,91).
I	160,5	273	195	93,02	1,24	1,13
II	183,0	274	196	106,45	1,42	1,29
III	311,0	274	196	180,91	2,41	2,19
IV	298,0	274	196	173,35	2,31	2,10
V	280,5(?)	274	196	163,17	2,18	1,98
VI	334,0	274	196	194,29	2,59	2,36

Es ist hiernach zu rechnen für den Leergang dieser Krempel 1,21 Pferdestärken, für den Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage 2,15 und bei stärkerer Auflage 2,36 Pferdestärken.

Durch die Reibung an den Trommelzapfen wird allein verbraucht

$$\frac{1250 \cdot 0,054 \cdot 0,088 \cdot \pi \cdot 175}{60 \cdot 75} = 0,725 \text{ Pferdest.}$$

34. Feinkrempel für Werg (B. 2)

von Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Dieser Krempel werden drei Wickel vorgelegt, von denen jeder aus 9 Bändern der Vorkrempel A1 besteht; sie enthält 2 Speisewalzen, eine Vorwalze, 7 Wender und 7 Arbeiter, 3 Abnehmer, ein Streckwerk; die ablaufenden 9 Bänder werden im Streckkopf zu einem Band vereinigt. Verzug in der Krempel 13,6, im Streckwerk 3,5, Gesamtterverzug 47,6.

Bei Versuch I—III ist die Maschine in normalem Arbeitsgang, bei IV bis VI in Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft in Pferdestärken (c = 170, f = 0,80).
I	225	251	167	132,18	1,76	1,43
II	227	251	167	133,36	1,78	1,45
III	227	245	163	130,17	1,74	1,45
IV	190	249	166	110,73	1,48	1,22
V	192	254	169	114,14	1,52	1,22
VI	220	258	172	132,85	1,77	1,40

Hiernach bei 170 Trommelumdrehungen und 20% Stillständen erforderliche Betriebskraft

beim Leergang 1,28 Pferdestärken

beim Arbeitsgang 1,44 „

Raumbedarf 3,4 . 3,1 = 10,54 Quadratmeter.

35. Feinkrempel für Werg (C. 3)

von Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Dieser Krempel werden 3 Wickel vorgelegt, von denen jeder aus 9 Bändern der Vorkrempel E. 24 besteht; sie enthält 2 Speisewalzen, eine Vorwalze, 7 Wender und 7 Arbeiter, 3 Abnehmer, ein Streckwerk; die ablaufenden 9 Bänder werden im Streckkopf zu einem Bande vereinigt. Verzug in der Krempel 13,6; im Streckwerk 3,5; Gesamtverzug 47,6.

Versuche I—III beziehen sich auf den Arbeitsgang, IV—VI auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskr. in Pferdestärken (c = 157, f = 0,80).
I	192	240	148	107,85	1,44	1,22
II	210	238	146	116,98	1,56	1,34
III	236	249	153	137,53	1,83	1,50
IV	179	248	153	103,90	1,39	1,14
V	202	256	158	121,03	1,61	1,28
VI	161	246	151	92,70	1,24	1,03

Demnach bei 157 Trommelumdrehungen und bei 20% Stillständen durchschnittliche Betriebskraft

beim Leergang 1,15 Pferdestärken

beim Arbeitsgang 1,35 „

Raumbedarf wie bei Nr. 34.

36. Feinkrempel für Werg (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Krempel vereinigt 3 . 6 = 18 Bänder der Vorkrempel zu einem Vliess, übergiebt dasselbe mittels zweier Speisewalzen und einer Vorwalze dem Tambour, der von 6 Arbeitern und 6 Wendern umgeben ist und von welchem 3 Abnehmer das gekrempelte Werg empfangen, um es an 3 . 3 = 9 Abzugs-

walzen abzugeben; die von diesen abgehenden 9 Bänder werden durch eine Strecke mit rotirenden Gills zu einem Bande vereinigt.

Die Walzen dieser Krempel haben Beschläge von folgenden Feinheitsnummern:

	Speisewalze	Nr. 15
	Vorwalze und Trommel „	16
	1. Wender und Arbeiter „	16
2. und 3.	„ „ „ „	17
4.	„ „ „ „	18
5.	„ „ „ „	19
6.	„ „ „ „	20
1.	Abnehmer	19
2.	„	20
3.	„	21

Die ersten drei Versuche beziehen sich auf den Leergang, die letzten auf den Arbeitsgang.

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kilogr. pro Sec.	Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 185, f = 0,91).
I	272,5	271	194	156,78	2,09	1,90
II	184	267	191	104,30	1,39	1,26
III	225	278	199	132,79	1,77	1,61
IV	309	275	197	180,40	2,41	2,19
V	300	274	196	174,51	2,33	2,12
VI	312	271	194	179,50	2,39	2,17

Der Kraftbedarf ist daher zu rechnen bei 185 Trommelumdrehungen und 9% Stillständen:

für den Leergang 1,59 Pferdestärken
für den Arbeitsgang 2,16 „

Bei Gelegenheit dieser Versuche wurden einige Beobachtungen über das Rutschen der Treibriemen gesammelt; es wurde die Umdrehungszahl der Trommel pro Minute direct beobachtet zu 196, 192, 194, 196 und aus den in den Zwischenzeiten am Dynamometer abgelesenen Umdrehungszahlen mittels der Riemenscheibendurchmesser berechnet zu 194,8, 191,9, 197,6; das arithmetische Mittel aus jenen Zahlen beträgt 194,5, das aus den letztern 194,8, das Riemenrutschen also nur 0,15 Procent.

Raumbedarf $3,4 \cdot 3,2 = 10,88$ Quadratmeter (vgl. Fig. 57, Taf. VIII).

37. Erster Durchzug für Werg (Nr. 4)

von Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Dieser Durchzug besteht aus 3 Köpfen; jeder Kopf enthält 4 Bänder oder Passagen und 2 Abzugswalzen, zwischen den Streckwalzenpaaren 17 Faller oder Gillstäbe; Zahl der Nadeln pro Gill und Band = $2 \cdot 37 = 74$, Länge der Nadeln 25 Millimeter, Feinheitsnummer der Nadeln 19. Zahl der Gillschläge pro Minute 158.

In Fig. 41, Tafel VI ist ein Vertikalschnitt der wirksamen Theile in $\frac{1}{12}$ der wirklichen Grösse dargestellt; es bezeichnet darin *a* die Leitwalze, über welche die Wergbänder den Einziehwalzen *b* zugeführt werden, *c* die Gills, *d* die Streckwalzen, *e* die Bandplatte, *f* die Abzugswalzen, *ghik* die Belastung der Streckwalzen.

Der Verzug (zwischen 5 und 10 verstellbar) beträgt während der Versuche 6; die Feinheitsnummer des vorgelegten Bandes 0,0202, die des gewonnenen Bandes 0,1212.

Die ersten 3 Versuche beziehen sich auf den Arbeitsgang, die letzten auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 116, f = 0,80).
I	252	103	103	60,75	0,81	0,73
II	250	112	112	65,53	0,87	0,72
III	246	114	114	65,64	0,88	0,72
IV	206	103	103	49,66	0,66	0,59
V	208	100	100	48,68	0,65	0,60
VI	205	97	97	46,54	0,62	0,59

Hiernach durchschnittliche Betriebskraft bei 116 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 20% Stillständen

für den Leergang 0,59 Pferdest.

für den Arbeitsgang 0,72 „

Raumbedarf $3,4 \cdot 1,2 = 4,08$ Quadratmeter.

38. Erster Durchzug für Werg (Nr. 6)

von Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Die Maschine besteht aus 3 Köpfen, deren jeder 4 Passagen und 2 Abzugswalzen enthält, sowie 17 Faller. Zahl der Nadeln pro Gillstock $2 \cdot 37 = 74$, Feinheitsnummer der Nadeln 19, Nadellänge 25 Millimeter; Zahl der Gillschläge pro Minute 158.

Der Verzug ist zwischen 5 und 10 verstellbar und beträgt während der Versuche 6. Feinheitsnummer des vorgelegten Bandes 0,0202, des gewonnenen Bandes 0,1212.

Die ersten drei Versuche beziehen sich auf den Arbeitsgang, die letzten auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft Pferdest.	Reducirte Betriebskr. (c = 116, f = 0,80).
I	173	113	113	45,75	0,61	0,50
II	169	113	113	44,70	0,60	0,50
III	171	112	112	44,83	0,60	0,50
IV	128	110	110	32,95	0,44	0,39
V	137	110	110	35,27	0,47	0,40
VI	130	112	112	34,08	0,45	0,38

Hiernach durchschnittliche Betriebskraft bei 116 Umdrehungen der Antriebscheibe pro Minute und bei 20% Stillständen

für den Leergang 0,39 Pferdestärken

für den Arbeitsgang 0,50 „

39. Erster Durchzug für Werg (System 1)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

3 Köpfe à 6 Bänder und 2 Abzugswalzen. Zahl der Gillstäbe 23, davon in Arbeit 15. Zahl der Nadeln pro Band und Gillstab 2 . 29, Nadellänge 23^{mm}.

An dieser Maschine wurden nur 3 Versuche ausgeführt und zwar bei Arbeitsgang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 190, f = 0,93).
I	237	183	192	109,3	1,46	1,16
II	240	181	190	109,4	1,46	1,17
III	252	180	189	114,3	1,52	1,22

Die durchschnittliche Betriebskraft bei 190 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 7% Stillständen beläuft sich hiernach auf 1,18 Pferdest. während des Arbeitsganges oder auf 0,39 Pferdest. pro Kopf.

Raumbedarf 3,4 . 1,4 = 4,76 Quadratmeter.

40. Erster Durchzug für Werg (System 2)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

3 Köpfe à 6 Bänder und 2 Abzugswalzen. Gesamtzahl der Gills 28, davon in Arbeit 20. Zahl der Gillschläge pro Minute

$$200 \cdot \frac{40}{72} \cdot \frac{60}{48} \cdot \frac{30}{20} = 210.$$

Zahl der Nadeln pro Gill und Band = 2 . 20 = 40.

Bei 8fachem Verzug wurden 6 Versuche ausgeführt, die ersten 3 bei Arbeitsgang, die letzten 3 bei Leergang der Maschine.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 200, f = 0,93).
I	135	190	200	64,61	0,86	0,80
II	137	190	200	65,57	0,87	0,81
III	132	185	193	61,51	0,82	0,79
IV	127	189	198	60,46	0,81	0,76
V	120	186	195	56,22	0,75	0,72
VI	120	187	196	56,53	0,75	0,72

Hiernach Durchschnittswerth für die Betriebskraft bei 200 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 7% Stillständen

beim Leergang 0,73 Pferdest.

beim Arbeitsgang 0,80 „ (= 0,27 pro Kopf).

41. Zweiter Durchzug für Werg (Nr. 5)

von S. Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Die Einrichtung der Maschine ist von der des ersten Durchzugs für Werg nicht wesentlich verschieden. Jeder der 3 vorhandenen Köpfe enthält 18 Faller, von denen immer 12 sich in Thätigkeit befinden. Zahl der Nadeln pro Gillstock und Band $2 \cdot 38 = 76$, Feinheitsnummer der Nadeln 18, Länge derselben 25 Millimeter. Zahl der Gillschläge pro Minute 155.

Der Verzug ist zwischen 5 und 10 verstellbar und betrug während der Versuche 6, die Feinheitsnummer der vorgelegten Bänder war 0,1212, die der ablaufenden 0,182.

Die 3 ersten Versuche beziehen sich auf den Arbeitsgang, wobei jedoch nur 2 Köpfe besetzt waren, die übrigen Versuche betreffen den Leergang der Maschine.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Hauptwelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 116, f = 0,80).
I	167	114	114	44,56	0,59	0,48
II	165	113	113	43,64	0,58	0,48
III	165	113	113	43,64	0,58	0,48
IV	140	111	111	36,37	0,48	0,40
V	136	111	111	35,33	0,47	0,39
VI	138	109	109	35,21	0,47	0,40

Demnach durchschnittliche Betriebskraft dieser Maschine bei 116 Umdr. der Antriebscheibe und 20% Stillständen

beim Leergang 0,40 Pferdest.

beim Arbeitsgang 0,48 „ (0,12 pro Kopf).

42. Zweiter Durchzug für Werg (Nr. 7)

von S. Lawson & Sons in Leeds, bei Schulz, Müller & Hirt in Freiberg.

Einrichtung und Dimensionen, sowie Geschwindigkeiten sind bei dieser Maschine denen der vorhergehenden gleich.

Es beziehen sich die Versuche I und II auf den Arbeitsgang bei voller Besetzung, III und IV auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Betriebswelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 116, f = 0,80).
I	250	110	110	64,37	0,86	0,73
II	256	106	106	63,51	0,85	0,74
III	221	100	100	51,73	0,69	0,64
IV	221	100	100	51,73	0,69	0,64

Hiernach durchschnittliche Betriebskraft dieser Maschine bei 116 Umdr. der Antriebscheibe und bei 20% Stillständen

für den Leergang 0,64 Pferdest.

für den Arbeitsgang 0,735 „ (0,245 pro Kopf).

43. Zweiter Durchzug für Werg (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

3 Köpfe à 8 Bänder und 2 Abzugswalzen; 22 Gillstäbe, von denen immer 14 in Arbeit. Zahl der Nadeln pro Gill und Band $2 \cdot 25 = 50$, Länge der Nadeln 20^{mm}. Gillschläge pro Minute

$$210 \cdot \frac{40}{70} \cdot \frac{60}{48} \cdot \frac{30}{20} = 225.$$

Es wurden an dieser Maschine nur 3 Versuche während des Arbeitsganges ausgeführt, die folgende Resultate ergaben:

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 210, f = 0,93).
I	137	199	210	68,68	0,92	0,86
II	137	203	214	70,06	0,93	0,85
III	137,5	197	207	68,23	0,91	0,86

Als mittlerer Werth der Betriebskraft bei 210 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 7% Stillständen ist sonach anzunehmen 0,857 Pferdest. oder 0,286 pro Kopf.

Notirt wurde noch die Belastung der Vordercylinder pro Kopf = 1272 Kilogr., die Dicke der Vordercylinderzapfen = 35^{mm}.

44. Zweiter Durchzug (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

3 Köpfe à 8 Bänder und 2 Abzugswalzen. Zahl der Gills 25, von denen 18 in Arbeit. Zahl der Gillschläge pro Minute

$$180 \cdot \frac{40}{70} \cdot \frac{55}{40} \cdot \frac{30}{20} = 212.$$

Zahl der Nadeln pro Band und Gill $2 \cdot 24 = 48$. Nadellänge 19^{mm}. Belastung der Vordercylinder pro Kopf 1257 Kilogr., Durchmesser der Vordercylinderzapfen 34^{mm}.

Von den zur Ausführung gebrachten 6 Versuchen beziehen sich die ersten 3 auf den Arbeitsgang, die letzten 3 auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 180, f = 0,93).
I	98	172	181	42,46	0,57	0,53
II	95	173	182	41,40	0,55	0,50
III	95	171	180	40,92	0,55	0,51
IV	80	169,5	178	34,16	0,46	0,44
V	80	171,5	180	34,56	0,46	0,43
VI	83	168	176	35,12	0,47	0,45

Sonach bei 180 Umdrehungen der Antriebscheibe und 7% Stillständen durchschnittliche Betriebskraft dieser Strecke

beim Leergang 0,44 Pferdest.

beim Arbeitsgang 0,51 „ (0,17 pro Kopf).

45. Vorspinnmaschine für Werg (Nr. 8)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Eine Skizze der wirksamen Theile dieser Maschine zeigt Fig. 15 Taf. III. Es bezeichnet hier *a* die Leitwalze für die Wergbänder, *b* die Einziehwalzen, *c* die Gills, *d* die Streckwalzen, *ee* die Spindeln, *ff* die Spulen. Zahl der Faller pro Kopf 20; Zahl der Gillschläge pro Minute

$$154 \cdot \frac{42}{78} \cdot \frac{60}{42} \cdot \frac{24}{15} = 189;$$

Zahl der Nadeln pro Gillstab $2 \cdot 28 = 56$, Länge der Nadeln 19mm , Nummer der Nadeln 19. Lichte Höhe der Spulen 203mm , Spulendurchmesser 38 bis 127mm .

Es wurden 9 Versuche angestellt, I—III Arbeitsgang bei fast vollen Spulen, IV—VI Leergang, VII—IX Arbeitsgang bei fast leeren Spulen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c = 154, f = 0,80$).
I	380	123	123	109,4	1,46	1,46
II	374	136	136	119,1	1,59	1,44
III	365	142	142	121,3	1,62	1,41
IV	335	148	148	116,0	1,55	1,29
V	342	147	147	117,7	1,57	1,31
VI	338	148	148	117,1	1,56	1,30
VII	348	141	141	114,8	1,53	1,34
VIII	346	138	138	111,8	1,49	1,33
IX	345	135	135	109,0	1,45	1,32

Hiernach ergibt sich die Betriebskraft dieses Fleiers für 154 Umdr. der Antriebscheibe und 20% Stillstände

beim Leergang	im Ganzen	pro Spindel
	1,30	0,023 Pferdest.
beim Arbeitsgang	im Anfang der Spulenfüllung	1,33 0,024 „
	zu Ende „	1,44 0,026 „
	durchschnittlich	1,385 0,025 „

Raumbedarf dieser Maschine $6,1 \cdot 1,2 = 7,32$ Quadratmeter, vergl. Taf. VIII.

46. Vorspinnmaschine für Werg (System I)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Einrichtung übereinstimmend mit der des Combe'schen Fleiers für Langflachs. Lichte Spulenhöhe 200mm , Spulendurchmesser 34,5 bis 101mm . Zahl der Gillstäbe 22, davon 17 in Arbeit. Zahl der Nadeln pro Band und Gill $2 \cdot 21 = 42$, Länge der Nadeln 18mm .

Es wurden 4 Versuche angestellt, im Arbeitsgang der Maschine bei halb gefüllten Spulen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 240, f = 0,93).
I	285	268	235	192,4	2,57	2,44
II	285	263	231	188,8	2,52	2,44
III	297	263	231	196,8	2,62	2,53
IV	300	281	247	212,4	2,83	2,56

Als Mittelwerth der Betriebskraft bei 240 Umdr. der Antriebscheibe und bei 7% Stillständen ist sonach zu setzen 2,49 Pferdestärken (0,031 pro Spindel).
Raumbedarf dieser Maschine $8,7 \cdot 1,5 = 13,05$ Quadratmeter.

47. Vorspinnmaschine für Werg (System II)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachspinnerei.

Lichte Spulenhöhe 204^{mm}, Spulendurchmesser 34 bis 97^{mm}. Zahl der Gillstäbe pro Kopf 22, in Arbeit 17. Zahl der Nadeln pro Band und Gill 2 · 21. Länge der Nadeln 18^{mm}. Zahl der Gillschläge pro Minute

$$225 \cdot \frac{32}{90} \cdot \frac{52}{40} \cdot \frac{30}{20} = 156.$$

Es wurden 14 Versuche ausgeführt, die ersten 3 bei Leergang der Maschine, die übrigen beim Arbeitsgang und zwar während Bildung der 3. bis 21. Schicht in nahe gleichen Intervallen; es sollte die Veränderung constatirt werden, welche die Betriebskraft bei fortschreitender Spulenfüllung erfährt; das Ergebniss war, dass bei diesem Fleier eine solche Veränderung nicht mit Bestimmtheit behauptet werden kann.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 225, f = 0,93).
I	206	256	225	132,8	1,77	1,64
II	196	252	221	124,4	1,66	1,57
III	203	258	227	131,9	1,76	1,62
IV	210	261	229	138,1	1,84	1,68
V	204	259	227	133,1	1,77	1,63
VI	203	261	229	133,5	1,78	1,63
VII	203	260	228	133,0	1,77	1,63
VIII	202	257	226	130,8	1,74	1,61
IX	200	243	213	122,4	1,63	1,60
X	199	261	229	130,8	1,74	1,59
XI	203	259	227	132,4	1,77	1,63
XII	199	260	228	130,3	1,73	1,59
XIII	203	260	228	132,9	1,77	1,63
XIV	198	257	226	128,2	1,71	1,58

Demnach durchschnittliche Betriebskraft bei 225 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 7% Stillständen

für den Leergang 1,61 Pferdest.

für den Arbeitsgang 1,62 „ (0,020 pro Spindel).

48. Feinspinnmaschine für Werggarn (Nr. 1)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Die Feinspinnmaschinen für Werggarn sind von denen für Langflachs nicht verschieden. Es gelangten an dieser Maschine 10 Versuche zur Ausführung, davon V bis VII beim Leergang, die übrigen beim Arbeitsgang und zwar VIII bis X im Anfang der Spulenfüllung, I—IV gegen Ende der Spulenfüllung.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c=370, f=0,85).
I	238	315	307	159,6	2,12	2,18
II	238	316	308	160,1	2,13	2,18
III	234	314	306	156,4	2,09	2,15
IV	245	323	315	168,4	2,25	2,24
V	135	305	298	87,64	1,17	0,95
VI	140	310	302	92,37	1,23	1,28
VII	140	309	301	92,07	1,24	1,29
VIII	203	321	313	138,7	1,85	1,86
IX	208	332	324	147,0	1,96	1,90
X	210	313	305	139,9	1,87	1,93

Als Mittelwerthe der Betriebskraft bei 370 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen ergeben sich daher folgende Zahlen:

beim Leergang 1,17 Pferdest.
beim Arbeitsgang 2,06 „ (0,016 pro Spindel).

49. Feinspinnmaschine für Werg (Nr. 2)

von S. Lawson & Sons in Leeds, in der Freiburger Flachsspinnerei.

Diese Maschine ist in allen Stücken mit der vorhergehenden übereinstimmend. Es wurden an ihr nur 3 Versuche ausgeführt, während des Arbeitsganges und bei etwa zu $\frac{3}{4}$ gefüllten Spulen.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheibe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskr. (c=370, f=0,85).
I	211	319	319	143,3	1,91	1,89
II	212	323	323	145,8	1,94	1,89
III	216	304	304	139,8	1,86	1,92

Als Durchschnittswerth der Betriebskraft ist daher 1,90 anzunehmen oder 0,015 pro Spindel.

50. Feinspinnmaschine für Werg (Nr. 22)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Von den an dieser Maschine ausgeführten 11 Versuchen beziehen sich I—VII auf den Arbeitsgang bei halb bis ganz gefüllten Spulen, VIII—XI auf den Leergang.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer	Umdr. der Antriebscheibe	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebskraft (c = 384, f = 0,85).
		pro Min.	pro Min.	in Met.-Kilogr. pro Sec.	in Pferdest.	
I	612	323	365	419,7	5,60	5,01
II	620	315	356	414,6	5,53	5,07
III	620	302	341	397,5	5,30	5,08
IV	653	339	383	495,0	6,60	5,63
V	655	337	381	493,6	6,58	5,64
VI	650	337	381	489,8	6,53	5,59
VII	615	279	315	383,7	5,12	5,30
VIII	428	326	368	312,0	4,16	3,69
IX	435	331	374	322,0	4,29	3,74
X	425	310	350	294,6	3,93	3,66
XI	440	311	351	306,0	4,08	3,79

Hiernach beträgt bei 384 Umdrehungen der Antriebscheibe und bei 15% Stillständen die durchschnittliche Betriebskraft dieser Feinspinnmaschine
beim Leergang 3,72 Pferdest.

beim Arbeitsgang 5,33 „ (0,028 pro Spindel).

Raumbedarf wie bei den Feinspinnmaschinen für Langflachs.

51. Feinspinnmaschine für Werg (Nr. 21)

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

An dieser Maschine gelangten 6 Versuche zur Ausführung, die ersten 3 während des Arbeitsganges bei nahe gefüllten Spulen, die letzten 3 während des Leerganges.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer	Umdr. der Antriebscheibe	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebskraft (c = 384, f = 0,85).
		pro Min.	pro Min.	in Met.-Kilogr. pro Sec.	in Pferdest.	
I	640	299	338	427,9	5,71	5,52
II	640	323	365	462,2	6,16	5,51
III	638	324	366	462,2	6,16	5,49
IV	445	346	391	344,3	4,59	3,83
V	440	345	390	339,4	4,53	3,79
VI	445	345	390	343,3	4,58	3,83

Es beträgt also bei 384 Umdrehungen der Hauptwelle pro Minute und bei 15% Stillständen die mittlere Betriebskraft dieser Maschine

beim Leergang 3,82 Pferdest.

beim Arbeitsgang 5,51 „ (0,029 pro Spindel).

D. Hilfsmaschinen der Flachsspinnereien.

52. Kreissäge,

aufgestellt und gebaut in der Tetschener Flachsspinnerei.

Das Blatt ist englisches Fabrikat (refined Cast Steel); die Säge wird gebraucht zum Zuschneiden der zu Streckoberwalzen zu verarbeitenden Erlenholzklötzer. Es wurden 11 Versuche ausgeführt, davon I und XI beim Leer-

gang der Säge, die übrigen beim Arbeitsgang, und zwar wurden bei II—VI trockene Erlenklötzer quer durchgeschnitten, bei VII Fichte, bei VIII Weissbuche, bei IX Elsebeer, bei X Eiche in der Richtung des Faserlaufs zerschnitten; die Verschiebung der Stücken geschah durch einen Arbeiter.

Nummer des Ver- suches.	Dauer in Sec.	Umdr. am Dynamometer		Umdr. der Säge pro Min.	Feder- spannung in Kil.	Schnitt- höhe in mm.	Schnittfläche		Berechnete Betriebskraft		
		beob.	pro Min.				pro Sec. in in Qu.-Decim.	in Met.-Kil. pro Sec.	in Met.-Kil. pr. 1 Qu.-Decim.	in Pferde- stärken.	in Met.-Kil. Schnittfläche.
I	60	230	230	487	24,7	—	—	12,07	—	0,16	—
II	14	54	231	489	263	230	0,296	129,3	437	1,72	—
III	13	50	231	489	241	226	0,310	118,5	382	1,58	—
IV	9	35	233	493	258	220	0,422	127,9	303	1,71	—
V	8	30	225	476	308	222	0,480	147,5	307	1,97	—
VI	9	33	220	466	298	222	0,427	139,5	327	1,86	—
VII	12	45	225	476	260	48	0,465	124,5	268	1,66	—
VIII	24	85	213	451	344	73	0,296	155,9	527	2,08	—
IX	15	56	224	474	176	46	0,151	83,9	556	1,12	—
X	15	45	180	401	310	39	0,199	118,7	596	1,58	—
XI	15	56	224	474	33,0	—	—	15,73	—	0,21	—

Von besonderem Interesse ist die Verschiedenheit des Arbeitswiderstandes für die verschiedenen verwendeten Holzarten, die sich aus der folgenden kürzeren Uebersicht anschaulicher ergibt; sämtliche Hölzer waren in lufttrockenem Zustand.

Bezeichnung der Holzgattung und der Schnittlage.	1 Quadrat-Decimeter	Schnittfläche
	Schnittfläche erfordert Met.-Kilogr.	pro Pferdekraft und Stunde in Quadrat-Metern.
Fichte, in der Richtung des Faserlaufs	268	10,08
Erle, quer	385	7,87
Weissbuche, in der Faserrichtung	527	5,12
Elsebeer, desgl.	556	4,85
Eiche, desgl.	596	4,53

Es kann von Interesse sein, den Gesamtwiderstand dieser Kreissäge auf den Umfang derselben zu reduciren, indem man das bei den einzelnen Versuchen beobachtete Arbeitsquantum durch den gesammten von den Sägezähnen zurückgelegten Weg dividirt; man gelangt so zu folgenden Zahlen:

Nummer des Versuches.	Gesamtweg der Sägezähne in Metern.	Arbeitsaufwand in Meter-Kilogr.	Widerstand beim Sägen in Kilogr.
II	218	1810	8,30
III	202	1541	7,64
IV	141	1151	8,16
V	121	1180	9,75
VI	133	1674	12,51
VII	181	1494	8,25
VIII	343	3741	10,91
IX	226	1259	5,48
X	181	1781	9,84

Bei Betrachtung der in der letzten Columnne stehenden Zahlen muss man bedenken, dass die Verschiebung der Klötzer nicht durch einen gleichmässig wirkenden Mechanismus, sondern durch einen Arbeiter erfolgte, daher sich

hier der Härteunterschied der verschiedenen Holzsorten nicht aussprechen konnte. Der durchschnittliche Widerstand beim Sägen trockenen Holzes mit einer 2,4^{mm} dicken und auf 4^{mm} geschränkten Kreissäge würde daher zu 8,98 oder rund zu 9 Kilogr. anzusetzen sein und man wird nicht weit fehlen, wenn man die für eine andere Kreissäge vom Durchmesser D Meter und mit U Umdrehungen pro Minute erforderliche Betriebskraft nach der Formel berechnet

$$B = 9 \cdot \frac{D\pi U}{60 \cdot 75} = 0,0063 D U \text{ Pferdestärken.}$$

Die Diagramme sind nicht sehr regelmässig, da es schwer ist, die Verschiebung der Klötzer von Hand ganz gleichförmig zu bewirken; auf Taf. XIII Fig. 72 sind einige derselben wiedergegeben.

Raumbedarf dieser Kreissäge $1,7 \cdot 1,1 = 1,87$ Quadratmeter.

53. Drehbank

zum Abdrehen der hölzernen Druckwalzen

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Drehbank, von welcher die Fig. 42 auf Tafel VII eine Darstellung in $\frac{1}{20}$ der wirklichen Grösse gibt, dient fast ausschliesslich zum Abdrehen und Glätten aller an den Durchzügen und Vorspinnmaschinen vorkommenden hölzernen Streckoberwalzen, die aus trockenem Erlenholz bestehen; der hierbei gebrauchte Stahl ist 25^{mm} breit, an der Schneide bogenförmig; er wird in einen Support a eingespannt, der vom Arbeiter mittels Führungsschraube und Kurbel b genau angestellt und durch Zahnstange c und ein an der Axe d sitzendes Getriebe mittels einer zweiten, auch an d befindlichen Kurbel in der erforderlichen Länge hin- und hergeführt werden kann. Bei den Versuchen wird die Bewegung vom Dynamometer zunächst nach einer kurzen über der Drehbank an der Decke gelagerten Vorgelegswelle übertragen, deren Umtriebskraft sonach mitgemessen wird; es werden versuchsweise alle 5 vorkommenden Sorten von Druckwalzen, wie sie auf Tafel VII in Fig. 43 bis 47 in $\frac{1}{10}$ der wirklichen Grösse dargestellt sind, der Reihe nach abgedreht und dann mit Glaspapier abgeschliffen; in der Abbildung dieser Walzen sind mit römischen Zahlen die Nummern derjenigen Versuche eingetragen, die sich auf die betreffende Sorte beziehen.

Versuch I entspricht dem Leergang der Drehbank (Vorgelegswelle, Drehbankspindel, ohne Arbeitsstück), bei II, IV, VI, VIII und X wird mit dem Drehstahl abgedreht, unter Hinwegnahme einer Schicht von beziehentlich 5, 3, 3, 1 und 2 Millimeter, bei III, V, VII, IX und XI wird die abgedrehte Oberfläche des Arbeitsstücks mit Glaspapier, das der Arbeiter unmittelbar mit der Hand aufdrückt, glatt geschliffen. Es ergaben sich die folgenden Resultate.

Nummer des Versuches.	Dauer desselben in Sec.	Umdr. am Dynamometer beobachtet berechnet pro Min.	Umdr. des Arbeitsstücks pro Min.	Feder- spannung in Kilogr.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro 1 Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c = 1000$).
I	30	117,5	235	844	28,4	17,10	0,228
II	20	97	291	1045	56,4	42,06	0,561
III	11	49	267	959	72,5	49,61	0,662
							0,270
							0,537
							0,690

Nummer des Versuches.	Dauer desselben in Sec.	Umdr. am beobachtet	Dynamometer berechnet pro Min.	Umdr. des Arbeitsstücks pro Min.	Feder- spannung in Kilogr.	Berechnete in Met.-Kil. pro 1 Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 1000).
IV	20	80	240	862	58,5	35,98	0,480	0,557
V	13	54	249	894	83,0	52,97	0,706	0,790
VI	40	165	248	890	63,5	40,36	0,538	0,604
VII	14	56	240	862	109,0	67,05	0,894	1,040
VIII	31	130	252	905	51,5	33,26	0,443	0,490
IX	21	86	246	883	80,0	50,44	0,673	0,762
X	29	119	246	883	81,75	51,54	0,687	0,778
XI	10	45	270	969	130,0	89,96	1,200	1,238

Schreibt man hiernach die Zahlen für die Durchmesser der bearbeiteten Druckwalzen mit denen für die erforderliche Betriebskraft in Pferdestärken bei 1000 Umdrehungen des Arbeitsstückes zusammen, so erhält man folgende Uebersicht:

Durchmesser des Arbeitsstücks in Millimeter	Betriebskraft beim Abdrehen in Pferdestärken	Betriebskraft beim Glätten
138	0,490	0,762
150	0,537	0,690
161	0,557	0,790
193	0,604	1,040
270	0,778	1,238
Mittelwerthe 182	0,593	0,904

Während des Glattschleifens ist daher die Betriebskraft der Drehbank erheblich grösser als während des Abdrehens, und bei beiden Arbeiten zeigt sich, wie zu erwarten, eine dem Durchmesser des Arbeitsstückes proportionale Erhöhung des Arbeitsaufwandes.

Man kann mittels der vorstehenden Resultate den Versuch machen, die Grösse des Widerstandes selbst zu bestimmen, indem man Arbeitsquantum durch zugehörigen Weg des Arbeitspunktes dividirt; man erhält so für das Abdrehen folgende Werthe:

Nummer des Versuches.	Durchmesser des Arbeitsstücks in Metern.	Umfang des Arbeitsstücks in Metern.	Umdrehungen des Arbeitsstücks.	Weg des Arbeitspunktes in Metern.	Arbeitsaufwand in Met.-Kilogr.	Berechneter Widerstand in Kilogr.
II	0,150	0,471	422	199	841	4,23
IV	0,161	0,506	287	145	720	4,97
VI	0,193	0,605	592	358	1614	4,51
VIII	0,138	0,432	467	202	1031	5,10
X	0,270	0,848	427	362	1495	4,13

Im Durchschnitt beträgt sonach der Widerstand beim Abdrehen trockenen Erlenholzes mit einem 25^{mm} breiten, an der Schneide bogenförmigen Stahl und bei Abnahme 1—2^{mm} dicker Spähne 4,59 Kilogr. und es ist dieser Werth allerdings insofern etwas zu gross, als die Reibungswiderstände der Drehbank und ihrer Vorgelegswelle mit eingerechnet sind, aber er eignet sich eben deshalb gut zur Feststellung der Betriebskraft anderer Holzdrehbänke von ähnlicher Einrichtung und für verschieden grosse Arbeitsstücke und verschiedene Umlaufgeschwindigkeiten derselben.

In analoger Weise ergibt sich für den Widerstand beim Glattschleifen mit Glaspapier folgende Uebersicht:

Nummer des Versuches.	Durchmesser des Arbeitsstücks in Metern.	Umfang des Arbeitsstücks in Metern.	Umdrehungen des Arbeitsstücks.	Weg des Arbeitspunkts in Metern.	Arbeitsaufwand in Met.-Kilogr.	Berechneter Widerstand in Kilogr.
III	0,150	0,471	176	82,9	546	6,59
V	0,161	0,506	194	98,2	689	7,02
VII	0,193	0,605	201	122	939	7,70
IX	0,138	0,432	309	133	1059	7,96
XI	0,270	0,848	162	137	900	6,57

Der durchschnittliche Widerstand beim Glattschleifen des trockenen Erlenholzes mit Glaspapier berechnet sich sonach zu 7,17 Kilogr., d. i. das 1,56fache von dem beim Abdrehen.

Mit Benutzung der beiden so gefundenen Zahlen würden sich nun für die Betriebskraft einer solchen einfachen Holzdrehbank unter Bezeichnung des Durchmessers des Arbeitsstückes mit D und der Umlaufszahl desselben pro Minute mit U folgende zwei Formeln aufstellen lassen:

1) für das Abdrehen

$$B_1 = 4,59 \cdot \frac{D \cdot \pi \cdot U}{60 \cdot 75} = 0,0032 D U \text{ Pferdest.},$$

2) für das Abschleifen mit Glaspapier

$$B_2 = 7,17 \cdot \frac{D \cdot \pi \cdot U}{60 \cdot 75} = 0,0050 D U \text{ Pferdest.}$$

Eine anderweite bemerkenswerthe Folgerung lässt sich noch ziehen durch Vergleichung der beim Abdrehen aufgewendeten Arbeit mit dem Volumen des in Spähne verwandelten Holzkörpers; hier ergibt sich Folgendes:

Nummer des Versuches.	Arbeitsaufwand in Met.-Kilogr.	Volumen des abgedrehten Holzkörpers in Kubik-Centim.	1 Met.-Kilogr. hat bewirkt die Zerkleinerung eines Holzkörpers von Kubik-Centim.
II	841	120	0,143
IV	720	165	0,230
VI	1614	298	0,184
VIII	1031	101	0,098
X	1495	383	0,256

Im Durchschnitt war also durch einen Arbeitsaufwand von 1 Met.-Kilogr. ein Holzkörper von 0,182 Kubikcentimeter abgelöst und in Spähne verwandelt worden; bei der Kreissäge berechnete sich diese Zahl (für Erlenholz) nur zu 0,104 Kubikcentimeter.

Für das Abschleifen kann man in analoger Weise eine Vergleichung anstellen zwischen Arbeitsaufwand und Grösse der geglätteten Oberfläche; dies ist in folgender Tabelle geschehen:

Nummer des Versuches.	Arbeitsaufwand in Met.-Kilogr.	Geglättete Oberfläche in Quadrat-Centim.	Durch 1 Met.-Kilogr. wurde glattgeschliffen eine Oberfläche von Quadrat-Centim.
III	546	250	0,46
V	689	552	0,80
VI	939	992	1,06
IX	1059	1011	0,95
XI	900	1916	2,13

Im Durchschnitt entspricht sonach ein Arbeitsaufwand von 1 Meter-Kilogr. einer geglätteten Oberfläche von 1,08 Quadratcentimeter; die Einzelwerthe weichen hier stärker von einander ab, weil es ganz in der Willkür des Arbeiters liegt, den Prozess etwas früher oder später abubrechen.

Um von der Veränderlichkeit des Widerstandes dieser Drehbank ein Bild zu geben, sind auf Tafel XII die Diagramme der Versuche I—III abgebildet.

Raumbedarf der Maschine $2,05 \cdot 0,625 = 1,28$ Quadratmeter.

54. Combinirte Riffelmaschine und Drehbank

für die Oberwalzen der Feinspinnmaschinen

von J. Combe & Co. in Belfast in der Tetschener Flachsspinnerei.

Diese Maschine dient dazu, die durch den Gebrauch abgenutzten Druckwalzen der Feinspinnmaschinen wieder abzdrehen und mit neuen Riffeln zu versehen. Fig. 48 auf Taf. VII giebt eine Darstellung dieser Maschine in $\frac{1}{20}$ der wirklichen Grösse. Drehbank und Riffelmaschine befinden sich, wie man sieht, auf einem gemeinsamen gusseisernen Bett *a*; zum Abdrehen wird das Arbeitsstück bei *b*, zum Riffeln bei *c* eingespannt; *d* bezeichnet die Fräse, unter welcher der Schlitten *e* mit dem Arbeitsstück geradlinig hin- und hergeschoben wird durch Vermittlung einer Schubstange und der gekröpften Welle *f*; zum Betrieb des Ganzen gehören daher 3 Treibriemen: *g* für die Drehbankspindel, *h* für das Fräsrade, *i* für den Frässchieber; *g* und *h* kommen von einer gemeinsamen Vorgelegswelle, *i* geht über eine auf der Hauptwelle des Feinspinnsaales sitzende Riemenscheibe. Demgemäss war eine zweimalige Aufstellung des Dynamometers erforderlich; bei der ersten (Versuch I—IV) erlangte man nur den hin- und hergehenden Frässchlitten, bei der zweiten (Versuch V—X) die erwähnte Vorgelegswelle nebst allem Uebrigen.

Die zu bearbeitenden Walzen waren von Birnbaumholz und erhielten 78 Riffeln.

Bei Versuch I und II ging nur der Schlitten *e* mit dem Arbeitsstück leer hin und her bei zurückgezogener Fräse, bei III und IV desgleichen bei schneidender Fräse, V—VII betrifft die Vorgelegswelle und die Fräse in Arbeit, VIII desgleichen bei leergehender Fräse, IX Leergang der Fräse und Drehbankspindel, X Arbeitsgang der Drehbank mit Leergang der Fräse, nach vollständiger Oelung der Maschine.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Antriebscheiben pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kilogr. pro Sec.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 110, 3000, 1000).
I	43	94	108	10,36	0,138	0,141
II	39	94	108	9,40	0,125	0,127
III	43	97	112	10,69	0,143	0,140
IV	45,5	99,5	114	11,60	0,155	0,150
V	97	142	2670	35,30	0,471	0,529
VI	76	151	2839	29,41	0,392	0,414
VII	81,5	163	3064	34,05	0,454	0,445
VIII	53	175	3290	23,77	0,317	0,289
IX	138	171	1120	60,48	0,806	0,720
X	134,5	160	1048	55,16	0,735	0,701

Durch Verbindung dieser verschiedenartigen Versuche ergibt sich folgende Zusammenstellung für die Betriebskraft der einzelnen Theile und des Ganzen:

	Leergang	Arbeitsgang
Frässlitten	0,134	0,145 Pferdest.
Fräse . . .	0,289	0,463 „
Drehbank .	0,431	0,412 „
Summa	0,854	1,020 Pferdest.

Eine Ungenauigkeit liegt hier insofern vor, als die Betriebskraft der Drehbank beim Arbeitsgang sich kleiner herausrechnet, als für den Leergang; dies wird aber dadurch erklärlich, dass zwischen dem IX. und X. Versuch die Maschine frisch geölt worden war.

Auf Tafel XIII findet sich die Darstellung einiger der erhaltenen Widerstandscurven.

Raumbedarf der Maschine $2,16 \cdot 0,5 = 1,08$ Quadrat-Meter.

55. Schraubenventilator

von J. Combe & Co. in Belfast, in der Tetschener Flachsspinnerei.

Dieser Ventilator dient zur stetigen Lufterneuerung im Schwingmaschinenraum und er ist in eine kreisförmige Durchbrechung von $0,925^m$ äusserem und 1^m innerem Durchmesser der $0,28^m$ dicken Umfassungswand eingesetzt; er enthält 6 Flügel von 4^{mm} dickem Eisenblech; zwischen den Flügelenden und der Innenseite der Mauerdurchbrechung ist ein Zwischenraum von 10^{mm} , Länge der Nabe 165^{mm} ; Durchmesser der beiden Lagerzapfen 26^{mm} , Zapfenlänge 138^{mm} .

Ein Leergang ist bei dieser Maschine nicht ausführbar; es wurden folgende 3 Versuche angestellt bei normaler Wirkungsweise des Apparates.

Nummer des Versuches.	Federspannung in Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Flügelrades.	Berechnete Leistung in Met.-Kilogr.	Berechnete Leistung in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c = 400).
I	152	219	417	70,84	0,94	0,90
II	120,5	189	360	48,46	0,65	0,72
III	122	195	371	50,63	0,68	0,73

Als Mittelwerth der Betriebskraft dieses Ventilators ist daher 0,78 Pferdest. anzusehen.

Messung der Betriebskräfte mittels des Indicators.

III.

Messung der Betriebskräfte mittels des Indicators.

Messung der Betriebskräfte mittels des Induktors

Messung der Betriebskräfte mittels des Indicators.

Beide Flachsspinnereien, in denen die vorliegenden Versuche durchgeführt wurden, haben Dampfmaschinen zum Betrieb. Es lag daher der Gedanke nahe, durch Anwendung des Indicators die für die Arbeitsmaschinen erforderlichen Betriebskräfte in Summa zu messen, um so für die Angaben des Einschaltedynamometers eine Bestätigung zu erhalten und auch die Benutzung des Indicators zur Messung der von Arbeitsmaschinen verbrauchten Arbeitsgrößen neuerdings zu erproben; denn wie viele Umstände auch beim Gebrauch des Indicators berücksichtigt werden müssen, wenn man zuverlässige Resultate erhalten will, so ist doch die hierbei erforderliche Mühe gering gegen den Aufwand von Arbeit und Zeit, der mit dynamometrischen Messungen an allen einzelnen Arbeitsmaschinen verknüpft ist. Es würde daher als ein Gewinn zu betrachten sein, wenn durch gelegentliche Vergleichen der beiden Messungsmethoden, wie sie sich in den vorliegenden Fällen leicht ausführen liessen, die Sicherheit der Indicator-Angaben, die noch in einigen Punkten zu wünschen übrig lässt, erhöht werden könnte. Letztere Bemerkung bezieht sich besonders auf die Kenntniss des Coefficienten für die Zunahme der Reibungswiderstände der gesamten Transmission bei zunehmender Belastung. Um den Arbeitsaufwand der sämtlichen Arbeitsmaschinen zu messen, bedarf es bekanntlich der Erhebung zweier Indicator-Diagramme, des einen bei normalem Gange des gesamten Maschinencomplexes, des anderen bei Leergang der Transmission, d. h. bei auf die Losscheiben der Arbeitsmaschinen gelegten Treibriemen; die Differenz der aus diesen beiden Diagrammen berechneten Arbeitsgrößen repräsentirt den Kraftbedarf der bewegten Arbeitsmaschinen plus der Zunahme der Transmissions-Widerstände, welche diesem Kraftbedarf entspricht; die Grösse dieser Zunahme hängt vorzüglich ab von der Construction der Dampfmaschine, der Anordnung der Transmission und von der Zahl und Vertheilung der Arbeitsmaschinen; man muss sie für möglichst viele verschiedene Fälle kennen, um die übrigen Werthe genauer bestimmen zu können. Bezeichnet N_1 die indicirte Leistung des Dampfes beim Leergang der Dampfmaschine und der Transmissionswellen, N_2 die indicirte Leistung der belasteten Maschine nebst Transmission und Arbeitsmaschinen, N die durch das Einschaltedynamometer ermittelte Summe der Betriebskräfte der einzelnen Arbeitsmaschinen, k den Coefficienten für die Zunahme der Reibung in Motor und gangbarem Zeug, also kN die Grösse dieser Zunahme selbst, so besteht zwischen diesen Grössen der Zusammenhang

$$N_2 - N_1 = N + kN,$$

woraus sich für k die Formel

$$k = \frac{N_2 - N_1}{N} - 1$$

ergiebt; es müssen demnach Messungen beider Art vorliegen, wenn über den Werth von k irgend etwas ermittelt werden soll; der Indicator liefert nur die zwei Grössen N_1 und N_2 , das Dynamometer die dritte N . Kennt man aber für ein Etablissement den Werth von k , so lässt sich alsdann nach der Formel

$$N = \frac{N_2 - N_1}{1 + k}$$

der wirkliche Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen selbst aus blosen Indicatorversuchen mit voller Sicherheit berechnen.

Die im Folgenden mitzutheilenden beiden Versuchsreihen sind unter Benutzung eines Richards'schen Indicators zu Stande gekommen, von derjenigen Form und Einrichtung, wie in dem Schriftchen von P. H. Rosenkranz, „Der Indicator und seine Anwendung“ (Berlin 1868) beschrieben ist. Das Instrument entsprach leider nicht den höchsten in Rücksicht auf Genauigkeit und Sicherheit zu stellenden Anforderungen, so dass desshalb und aus anderen am Schlusse zusammengestellten Gründen die folgende Untersuchung nicht als eine völlig gelungene anzusehen ist.

A. Indicator-Versuche in der Freiburger Flachsspinnerei.

Eincylindrige horizontale Condensations-Maschine mit Ventilsteuerung und verstellbarer Expansion. Cylinderdurchmesser 35" engl. = 0,889 Meter, Cylinderquerschnitt = 6207 Quadratcentimeter, Kolbenweg 4' engl. = 1,219 Meter. Normale Spielzahl des Kolbens 40 pro Minute. Bezeichnet daher p den aus dem Diagramm entnommenen mittleren nützlichen Druck in Atmosphären, oder in Kilogrammen pro Quadratcentimeter Kolbenfläche, so berechnet sich der totale nützliche Kolbendruck P aus $P = 6207 \cdot p$ und die indicirte Leistung für die normale Spielzahl nach der Formel

$$N = \frac{P \cdot 2 \cdot 1,219 \cdot 40}{60} = 1,625 \cdot P \text{ Meterkilogramm.}$$

Dabei ist vorausgesetzt, dass die Dampfvertheilung auf beiden Seiten des Kolbens in gleicher Art erfolgt. Es wurden 21 Diagramme gezeichnet, deren Ergebnisse in folgender Tabelle zusammengestellt sind; bei Nr. 1 bis 11 waren die Arbeitsmaschinen ganz oder theilweise im Gange, bei Nr. 12 bis 16 waren alle Treibriemen auf die Losscheiben gelegt, bei Nr. 17 bis 21 hatte man dieselben ganz herabgeworfen, um so auch die Grösse desjenigen Arbeitsverlustes zu erfahren, der in der Transmission durch die Spannung der Treibriemen hervorgerufen wird. Da es nicht möglich oder doch nicht rathsam ist, das Aufsichtspersonal so zu instruiren, dass für eine gewisse Zeit keine der Arbeitsmaschinen ausgerückt werden darf, denn bei vielen derselben wird durch Fadenbrüche die Stillsetzung in oft sehr kurzen Intervallen erforderlich, so mussten durch besondere Beobachter diejenigen Maschinen aufgezeichnet werden, welche zu dem jedesmal verabredeten Zeitpunkt, da die Aufzeichnung des Diagramms geschah, zufällig nicht im Gange waren; es kann nicht zweifelhaft sein, dass hierbei leicht Irrungen unterlaufen, wenn die Zahl der getriebenen Maschinen sehr gross ist.

Nummer des Ver- suches.	Bezeichnung der im Gange befindlichen Maschinen.	Mittlere Dampf- spannung Atm.	Nütz- licher Gesamt- druck in Kilogr.	Indicirte Leistung bei 40 Umdr.	
				Met.-Kil.	Pferdest.
1.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge Nr. 4, 5, 6, 7, Flachsanlagen Nr. 10 und 11, Flachsdurchzüge Nr. 12 und 13, Flachsfleier Nr. 16 und 17, 6 Fein- spinnmaschinen von 3" Theilung, 4 von $2\frac{3}{4}$ " und 4 von $2\frac{1}{2}$ " Theilung.	0,587	3644	5921	79,0
2.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge Nr. 4, 5, 7, Flachsanlage Nr. 11, Vorspinnmaschine für Werg Nr. 8 und 9, 9 Feinspinnmaschinen von 3" Theilung, 4 von $2\frac{3}{4}$ " und 4 von $2\frac{1}{2}$ ".	0,566	3516	5713	76,2
3.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurch- züge 6 und 7, Anlage Nr. 10, sämt- liche Fleier und Feinspinnmaschinen.	0,581	3609	5865	78,2
4.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge 5 und 6, Anlage Nr. 10, Wergfleier Nr. 9, Flachsfleier Nr. 16, sämt- liche Feinspinnmaschinen.	0,564	3504	5694	75,9
5.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge 6 und 7, Anlage Nr. 11, Flachs- durchzug Nr. 12, Wergfleier Nr. 9, Flachsfleier Nr. 16, sämtliche Fein- spinnmaschinen	0,557	3460	5623	74,9
6.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , alle Wergdurch- züge, Flachsstrecken 12 und 13, Wergfleier Nr. 9, beide Flachsfleier, 8 Feinspinnmaschinen von 3" Thei- lung und alle übrigen Feinspinn- maschinen	0,536	3327	5406	72,1
7.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge 5 und 7, Flachsstrecken 12 und 14, sämtliche Fleier, Anlage 11; sämt- liche Feinspinnmaschinen.	0,599	3718	6042	80,6
8.	Krempeln B_2, C_3, E_{24} , Wergdurchzüge 4 und 6, Flachsstrecken 12, 13, 15; Wergfleier 8, 9 Feinspinnmaschinen von 3" Theilung, 4 zu $2\frac{3}{4}$ " und 4 zu $2\frac{1}{2}$ " Theilung	0,554	3439	5588	74,5

Nummer des Ver- suches.	Bezeichnung der im Gange befindlichen Maschinen.	Mittlere Dampf- spannung Atm.	Nütz- licher Gesamt- druck in Kilogr.	Indicirte Leistung bei 40 Umdr.	
				Met.-Kil.	Pferdest.
9.	Krempeln B_2 , C_3 , E_{24} , sämtliche Wergdurchzüge, Flachsstrecken 12 und 15, Anlege 10, Wergfleier 9, Flachsfleier 16, alle Feinspinnma- schinen	0,602	3737	6073	81,0
10.	Krempeln B_2 , C_3 , E_{24} , sämtliche Wergstrecken, Flachsstrecken 12 und 13, Wergfleier Nr. 8, beide Flachsfleier, sämmliche Feinspinnmaschinen . .	0,606	3761	6088	81,2
11.	Sämmtliche Feinspinnmaschinen (im Vorspinnsaal alle Treibriemen auf den Losscheiben)	0,526	3265	3980	53,1
12.	Alle Treibriemen auf die Losscheiben gelegt	0,312	1937	3148	42,0
13.	Desgleichen	0,321	1992	3237	45,2
14.	Desgleichen	0,330	2048	3325	44,4
15.	Desgleichen	0,340	2110	3429	45,7
16.	Desgleichen	0,322	1999	3248	43,3
17.	Alle Treibriemen gänzlich abgeworfen.	0,292	1812	2945	39,3
18.	Desgleichen	0,288	1788	2905	38,7
19.	Desgleichen	0,306	1899	3086	41,1
20.	Desgleichen	0,326	2023	3287	43,8
21.	Desgleichen	0,301	1868	3035	40,5

Es ergibt sich zunächst aus den letzten 10 Beobachtungen, dass an Be-
triebskraft

für den Leergang der Dampfmaschine nebst Trans-
mission (ohne Treibriemen) 40,7 Pferdest.
und für den Leergang der Dampfmaschine nebst
Transmission bei auf den Losscheiben liegenden
Treibriemen 43,7 „

erforderlich sind; letzterer Werth entspricht der Grösse N_1 in der oben an-
gegebenen Formel für k . Man kann nun nach Anleitung dieser Formel für
die Versuche 1—11 die Differenzen $N_2 - N_1$ bilden, die als „indicirte Betriebs-
kräfte der Arbeitsmaschinen“ bezeichnet werden mögen, und sodann aus Columne i

der Uebersichtstabelle I die Summen N der an den einzelnen Arbeitsmaschinen direct beobachteten Betriebskräfte, was zu folgender Uebersicht führt:

Nummer des Versuches.	Indicirte Betriebskräfte der Arbeitsmaschinen ($N_2 - N_1$) in Pferdest.	Summe der mittels des Dynamometers gemessenen Betriebskräfte (N) in Pferdest.
1	33,3	45,6
2	32,5	48,4
3	34,5	53,7
4	32,2	49,4
5	31,2	50,8
6	28,4	52,4
7	36,9	55,9
8	30,8	51,8
9	37,3	53,4
10	37,5	54,9
11	9,4 (unsicher)	37,4

Die Wahrnehmung, dass die so ermittelten Werthe von $N_2 - N_1$ erheblich kleiner sind als die von N , musste zu der Vermuthung führen, dass die bei Berechnung der Indicator diagramme benutzte Scala, die nicht besonders geprüft worden war, fehlerhaft sei. Es wurde daher nachträglich die in Anwendung gekommene Feder einer näheren Untersuchung unterworfen und zwar durch directe Belastung bei vertikal stehender Axe des Indicatorcylinders; es ergab sich, dass eine Belastung von 4 Kilogr. diejenige Verlängerung der Feder hervorbrachte, welche an der beigegebenen Scala als 0,88 Atmosphären über der atmosphärischen Linie und als 0,80 Atmosphären unter dieser Linie abgelesen wurde. Da nun der Durchmesser des Indicatorkolbens zu 19,6 Millim. gemessen, der Querschnitt also zu 3,015 Quadratcentimeter berechnet wurde, so entspricht in Wahrheit jener Belastung von 4 Kilogr. eine Dampfspannung von $\frac{4}{3} = 1,33$ Atmosphären, woraus sich weiter ergibt, dass alle mit dem zugehörigen Maasse berechneten Dampfdrücke mit

$$\frac{1,33}{0,88} = 1,51$$

zu multipliciren sind, insofern sie über den Druck der Atmosphäre hinausliegen; das Verhalten der Feder unter der atmosphärischen Linie gab zu einer Prüfung keinen Anlass, weil hier zwischen den Diagrammen und den correspondirenden Anzeigen des Vacuummeters eine befriedigende Uebereinstimmung herrschte; leider fand sich bei jener Prüfung des Instruments, dass in der Gegend zwischen atmosphärischer Linie und einer Atmosphäre eine ziemlich starke Kolbenreibung am Indicator auftrat, deren Betrag einer Spannungsdifferenz von 0,2 bis 0,5 Atmosphären entspricht. Es möchte unter solchen Umständen schwer sein, der Wahrheit ganz auf den Grund zu kommen; das richtigste scheint zu sein, die indicirten Betriebskräfte ($N_2 - N_1$), weil für diese die obere über die atmosphärische Linie reichende Begrenzung der Diagramme in Frage kommt, mit dem oben angeführten Correctionscoefficienten zu multipliciren, so dass also dem aus der vorstehenden Tabelle abzuleitenden Mittelwerth von $N = 51,62$ als Mittelwerth von ($N_2 - N_1$) nicht 33,46, sondern $33,46 \cdot 1,51 = 50,19$ gegenüber zu stellen sein würde. Erwägt man hierzu noch, dass die mittels des Dynamometers gemessenen Betriebskräfte sämmtlich

auf „normale Geschwindigkeit“ reducirt sind, d. h. auf diejenige Geschwindigkeit der Antriebscheiben, welche nach den Zähnezahlen der Transmissionsräder und den Durchmessern der Riemenscheiben für die normale Spielzahl der Dampfmaschine sich herausrechnet, während doch in Folge des Riemenrutschens die wirkliche Geschwindigkeit der Arbeitsmaschinen gegen diese normale Geschwindigkeit immer um einen gewissen Betrag zurückbleibt, und schätzt man den Betrag, um welchen aus diesem Grunde die Werthe für N zu gross aufgeführt sind, auf 5%, so erhält man als wahrscheinlichsten Mittelwerth für N 49,04 Pferdest., welcher Werth nun mit dem ermittelten für $N_2 - N_1 = 50,19$ zur Berechnung des Coefficienten k benutzt werden kann; es ergibt sich

$$k = \frac{N_2 - N_1}{N} - 1 = \frac{50,19}{49,04} - 1 = 0,02.$$

Nunmehr ist es möglich, sich von der Vertheilung der im Dampfeylinder entwickelten Leistungen für eine gegebene Summe von Arbeitsmaschinen ein vollständiges Bild zu machen.

Die gesammte für alle vorhandenen Arbeitsmaschinen erforderliche Betriebskraft setzt sich nach den dynamometrischen Beobachtungen folgenderart zusammen:

1 doppelte Hechelmaschine	0,51	Pferdest.
2 Anlegen	1,65	„
4 Flachsdurchzüge	4,05	„
2 Flachsfleier	4,49	„
5 Krempeln	11,13	„
4 Wergdurchzüge	3,04	„
2 Wergfleier	3,46	„
9 Feinspinnmaschinen zu 128 Spindeln (à 2,50 Pferdest.)	22,50	„
5 „ „ 140 „ (à 1,68 „)	8,40	„
4 „ „ 152 „ (à 1,63 „)	6,52	„
Summa:		65,75 Pferdest.
Davon ab 5% wegen des Riemenrutschens	3,29	„
		62,46 Pferdest.

Denkt man sich alle diese Maschinen gleichzeitig im Gange, so beträgt der Arbeitsaufwand durch Zunahme der Reibungen in Transmission und Motor $0,02 \cdot 62,46 = 1,25$ Pferdest. und es würde die gesammte durch den Indicator zu messende Leistung des Dampfes sich aus folgenden Theilen zusammensetzen:

1) für die Dampfmaschine und gesammte Transmission	40,7	Pferdest.
2) Arbeitsverlust durch die Spannung der Treibriemen	3,0	„
3) Arbeitsverlust durch Reibungszunahme, hervorgerufen durch den Widerstand der Arbeitsmaschinen	1,2	„
4) für die Arbeitsmaschinen selbst	62,5	„
Summa		107,4 Pferdest.

Es war nicht möglich, den Werth unter 1 durch weitere Versuche in die beiden dem Motor und der Transmission zukommenden Theile zu zerlegen. Zu bemerken ist dabei, dass die Betriebsmaschine in ihren Dimensionen einer beabsichtigten erheblichen Vergrößerung des Etablissements, also einer stärkern Nutzleistung entspricht, als während der Versuche von ihr zu entwickeln

war, daher die Leergangsreibung im Vergleich zur Nutzleistung hier nothwendig ziemlich gross erscheinen muss.

Auf Tafel VII sind in Fig. 49—51 drei der erhaltenen Diagramme abgedruckt.

B. Indicator-Versuche in der Tetschener Flachsspinnerei.

Horizontale Woolf'sche Maschine mit hintereinander liegenden Cylindern, mit Condensator und verstellbarer Expansion, von Lüsse Märky & Bernard in Prag. Kesseldruck 5 Atmosphären. Normale Spielzahl der Kolben 40 pro Min. Durchmesser des kleinen Cylinders im Lichten 13" österr. = 34,24 Centim., Durchmesser des grossen Cylinders 28" österr. = 73,75 Centim.; Querschnitt des kleinen Cylinders 921,0 Quadratcentimeter, des grossen 4272,0 Quadratcentimeter. Dicke der Kolbenstange 8,9 Centimeter, Querschnitt der Kolbenstange 53,06 Quadratcentimeter; daher wirksamer Querschnitt des grossen Cylinders 4219 Quadratcentimeter, des kleinen (bei dem die Kolbenstange nur auf einer Seite hindurchgeht) 894,5 Quadratcentimeter. Kolbenhub 48" = 1,264 Meter. Raumverhältniss des kleinen zum grossen Cylinder 1 : 4,64. Bezeichnet P den nützlichen Gesamtdruck auf einen der beiden Kolben, so ist die diesem entsprechende producirt Dampfleistung zu berechnen nach der Formel

$$N = \frac{P \cdot 2 \cdot 1,264 \cdot 40}{60} = 1,685 \cdot P \text{ Met.-Kilogr. pro Sec.}$$

Von den aufgezeichneten 22 Diagrammen, deren Ergebnisse in folgender Uebersicht zusammengestellt sind, beziehen sich Nr. 1—16 auf den kleinen Cylinder, Nr. 17—22 auf den grossen und es bezeichnen die in der letzten Columne enthaltenen Zahlen immer nur die in dem einen Cylinder entwickelten Leistungen.

Nummer des Ver- suches.	Bezeichnung der im Gange befindlichen Maschinen.	Mittlere Dampf- spannung in Atm.	Nütz- licher Gesamt- druck in Kilogr.	Indicirte Leistung bei 40 Umdrehungen der Maschine.	
				Met.-Kil.	Pferdest.
	Kleiner Cylinder.				
1.	7 Feinspinnmaschinen für Langflachs, 9 Feinspinnmaschinen für Werg, Wergauflockerungsmaschine, 2 Ven- tilatoren	3,537	3164	5331	71,1
2.	9 Feinspinnmaschinen für Langflachs, 7 Feinspinnmaschinen für Werg, Wergauflockerungsmaschine, 2 Ven- tilatoren	3,385	3028	5102	68,0
3.	8 Feinspinnmaschinen für Flachs, 10 für Werg, Wergauflockerungsmaschine, 2 Ventilatoren	3,812	3410	5746	76,6
4.	7 Feinspinnmaschinen für Flachs, 8 für Werg, Wergauflockerungsmaschine, 2 Ventilatoren	3,776	3378	5692	75,9

Nummer des Ver- suches.	Bezeichnung der im Gange befindlichen Maschinen.	Mittlere Dampf- spannung in Atm.	Nütz- licher Gesamt- druck in Kilogr.	Indicirte Leistung bei 40 Umdr. der Maschine.	
				Met.-Kil.	Pferdest.
	Kleiner Cylinder.				
5.	7 Feinspinnmaschinen für Flachs, 9 für Werg, Wergauflockerungsmaschine, 2 Ventilatoren	3,913	3500	5898	78,6
6.	9 Feinspinnmaschinen für Flachs, 8 für Werg, ein Ventilator	3,593	3214	5416	72,2
7.	Alle Treibriemen auf den Losscheiben, ein Ventilator	1,341	1200	2022	27,0
8.	Desgleichen	1,347	1205	2030	27,1
9.	Desgleichen	1,442	1290	2174	29,0
10.	Leere Transmission, Treibriemen herab- geworfen.	0,607	543	915	12,2
11.	Desgleichen	0,623	557	939	12,5
12.	Desgleichen	0,634	567	955	12,7
13.	Sämmtliche Krempeln, sämmtliche Werg- strecken, Wergfleier Syst. 1, Anlege Syst. 2, 1. u. 2. Strecke für Flachs Syst. 1, 1. Strecke für Flachs Syst. 2, Flachsfleier Syst. 1, 9 Wergfeinspinn- maschinen und alle Flachsfeinspinn- maschinen, 2 Ventilatoren	4,428	3961	6674	89,0
14.	Sämmtliche Krempeln, 1. und 2. Werg- strecke Syst. 1, beide Wergfleier, An- lege Syst. 1, 1. und 2. Flachsstrecke Syst. 1, 2. Flachsstrecke Syst. 2, Flachsfleier Syst. 1, 9 Wergfeinspinn- maschinen, 8 Flachsfeinspinnmasch., 2 Ventilatoren	4,357	3897	6566	87,5
15.	Sämmtliche Krempeln, 1. und 2. Werg- strecke Syst. 1, 1. Wergstrecke Syst. 2, beide Wergfleier, Anlege 1 und 2, 1. Flachsstrecke Syst. 1, 2. Flachs- strecke Syst. 2, 10 Wergfeinspinn- maschinen, 8 Flachsfeinspinnmaschi- nen, 2 Ventilatoren	4,348	3889	6553	87,4

Nummer des Ver- suches.	Bezeichnung der im Gange befindlichen Maschinen.	Mittlere Dampf- spannung in Atm.	Nütz- licher Gesamt- druck in Kilogr.	Indicirte Leistung bei 40 Umdr. der Maschine.	
				Met.-Kil.	Pferdest.
	Kleiner Cylinder.				
16.	Sämmtliche Krempeln, 1. Wergstrecke Syst. 1, 2. Wergstrecke Syst. 2, 2. Flachsstrecke Syst. 1, 1. und 2. Flachsstrecke Syst. 2, beide Flachsfleier, 10 Wergfeinspinnmaschinen, 9 Flachsfpinspinnmaschinen, 2 Ventilatoren	4,269	3819	6435	85,8
	Grosser Cylinder.				
17.	Alle Riemen auf den Losscheiben, 2 Ventilatoren	0,178	751	1265	16,9
18.	Desgleichen	0,174	734	1237	16,5
19.	Desgleichen	0,198	835	1407	18,8
20.	2. Wergstrecke Syst. 1, Wergfleier Syst. 1, 1. und 2. Flachsstrecke Syst. 1, Flachsfleier 1 und 2, 9 Werg- und 9 Flachsfpinspinnmaschinen, 2 Ventilatoren	0,662	2793	4706	62,7
21.	1. und 2. Strecke für Werg, Syst. 1, 2. Wergstrecke Syst. 2, Wergfleier Syst. 2, Anlege Syst. 1, 2. Strecke für Flachsstrecke Syst. 2, 1. und 2. Flachsstrecke Syst. 1, 7 Wergfeinspinnmaschinen, 8 Flachsfpinspinnmasch., 2 Ventilatoren	0,565	2384	4017	53,6
22.	Beide Feinkrempeln, sämmtliche Wergstrecken, Wergfleier Syst. 2, beide Anlegen, 2. Flachsstrecke des 2. Syst., 1. und 2. Flachsstrecke 1. Syst., beide Flachsfleier, 6 Wergfeinspinnmaschinen, 6 Flachsfpinspinnmasch., 2 Ventilatoren	0,537	2266	3818	50,9

Zu einer ganz exacten Ermittlung der indicirten Leistung ist für eine Woolf'sche Maschine streng genommen die gleichzeitige Benutzung von 4 Indicatoren erforderlich, die an den Enden der beiden Cylinder angebracht werden, oder doch die Anwendung zweier solcher Instrumente, von denen das eine am kleinen, das andere am grossen Cylinder zu functioniren hätte. Im

vorliegenden Falle, wo nur ein Indicator zur Verfügung stand, der erst auf den kleinen und hierauf auf den grossen Cylinder aufgeschraubt wurde, bedarf es einer besonderen Rechnung darüber, welchen Antheil an einer gewissen Gesamtleistung der Maschine jeder der beiden Cylinder hat. Es diene hierzu die Bemerkung, dass im Durchschnitt während der 3 Versuche Nr. 20—22 am grossen Cylinder im Ganzen dieselbe Nutzarbeit nach Maassgabe der getriebenen Arbeitsmaschinen verrichtet worden ist (114 Pferdestärken), wie im Durchschnitt während der 3 am kleinen Cylinder ausgeführten Versuche Nr. 5, 6 und 14; die mittlere indicirte Leistung während der ersten 3 Versuche beträgt 55,7 Pferdest., die während der letzten drei 79,4 Pferdest.; man wird daher nicht weit fehlen, wenn man annimmt, dass von einer bestimmten Gesamtleistung des Motors der Bruchtheil

$$\frac{55,7}{55,7 + 79,4} = 0,412$$

auf den grossen Cylinder und der Bruchtheil

$$\frac{79,4}{55,7 + 79,4} = 0,588$$

auf den kleinen Cylinder kommt, oder dass eine im grossen Cylinder indicirte Arbeit mit $\frac{1}{0,412} = 2,43$ und eine im kleinen Cylinder indicirte Arbeit mit $\frac{1}{0,588} = 1,70$ zu multipliciren ist, um die gesammte Arbeit des Dampfes zu finden. Mit Benutzung dieser Zahlen, soweit nicht directe Beobachtungen vorliegen, ergiebt sich zunächst

	im kleinen Cylinder	die indicirte Leistung im grossen Cylinder in Pferdestärken.	zusammen
bei leergehender Maschine mit Transmis- sion ohne Treibriemen	12,5	8,7	21,2
bei leergehender Maschine mit auf die Los- scheiben gelegten Treibriemen	26,9	15,8	42,7
Arbeitsaufwand durch Steigerung der Zapfendrucke, hervorgerufen durch die Spannung der Treibriemen	—	—	21,5

Zur Bildung der Differenzen $N_2 - N_1$ für die Versuche 1—6, 13—16 und 20—22 würde sonach für N_1 der Werth 42,7 zu verwenden sein, während die Werthe von N_2 sich ergeben, indem man die Zahlen der letzten Columnne der vorher mitgetheilten Tabelle mit 2,43 bez. 1,70 multiplicirt. Die Feststellung der Werthe von N erfolgt wieder unter Benutzung der Zahlen in Columnne i von Tabelle I. Man erhält so folgende Uebersicht:

Nummer des Versuches.	Indicirte Betriebskräfte der Arbeitsmaschinen ($N_2 - N_1$) in Pferdestärken.	Summe der mittels des Dynamometers gemessenen Betriebskräfte (N) in Pferdestärken.
1	78,2	105,4
2	72,9	105,0
3	87,5	118,0
4	86,3	99,0
5	90,9	105,4
6	80,0	107,6

Nummer des Versuches.	Indicirte Betriebskräfte der Arbeitsmaschinen ($N_2 - N_1$) in Pferdestärken.	Summe der mittels des Dynamometers gemessenen Betriebskräfte (N) in Pferdestärken.
13	108,6	146,9
14	106,0	128,7
15	105,9	133,8
16	102,6	137,6
20	109,7	123,4
21	87,5	101,1
22	81,0	93,9

Auch hier führte die mangelnde Uebereinstimmung zu einer nachträglichen Prüfung der angewendeten Indicatorfeder und der zugehörigen Spannungsskala; eine Belastung von 9 Kilogr., die einer Dampfspannung von 3 Atmosphären Ueberdruck entspricht, führte eine Formänderung der Feder herbei, welche an der Skala als 2,10 Atmosphären abzulesen war, wonach die aus den Diagrammen berechneten Werthe mit dem Correctionscoefficienten

$$\frac{3}{2,10} = 1,43$$

zu multipliciren sein würden; eine Belastung mit 12 Kilogr., dem Dampfdruck von 4 Atmosphären entsprechend, ergab jedoch eine mit der Skala übereinstimmende Ausdehnung der Feder, wonach die schon oben gemachte Bemerkung Bestätigung fand, dass der Kolben des Indicators eine stellenweise Reibung zu erleiden hatte. Aus diesem Grunde und wegen der Kleinheit eines Theils der hier vorliegenden Diagramme, sowie wegen der nicht ganz sicheren Zusammensetzung der Zahlen aus den beiden den zwei Dampfzylindern entsprechenden Theilen dürfte auf die hier ermittelten Werthe von ($N_2 - N_1$) ein weiteres Gewicht nicht zu legen sein. Wollte man versuchen, über die Grösse und Vertheilung derjenigen Arbeitsgrösse eine Aufstellung zu machen, welche vom Dampf zu entwickeln sein wird, wenn alle vorhandenen Arbeitsmaschinen des Etablissements im normalen Gange sind, so könnte dies in folgender Art geschehen, unter Benutzung des bei den Freiburger Versuchen ermittelten Werthes von k . Nach den Angaben des Dynamometers würden folgende Nutzleistungen anzusetzen sein:

	Pferdestärken.
1 Flachsbreche	0,55
2 Schwingmaschinen	1,45
1 einfache Hechelmaschine	0,46
2 Anlegen	1,10
4 Flachsdurchzüge	2,41
2 Flachsfleier	3,84
11 Flachsfeinspinnmaschinen (v. 208 Sp.) à 6,20	68,20
1 Wergauflockerungsmaschine	3,02
4 Krempeln	8,82
4 Wergdurchzüge	2,81
2 Wergfleier	4,42
11 Wergfeinspinnmaschinen (v. 188 Sp.) à 6,38.	70,18

Latus: 167,26

	Pferdestärken.
Transport:	167,26
1 Kreissäge	1,70
1 Drehbank	0,85
1 Riffelmaschine	1,02
3 Ventilatoren à 0,78.	2,34
Summa:	173,17
Davon ab 5 % wegen des Riemenrutschens.	8,66
Verbleibt:	164,51

Für den gleichzeitigen Betrieb dieser sämtlichen Maschinen würde sonach die gesammte zu producirende Leistung des Dampfes sich vertheilen wie folgt:

- 1) für den Leergang der Dampfmaschine und der Transmission bei abgenommenen Treibriemen 21,2 Pferdest.
- 2) für die durch die aufgelegten Treibriemen hervorgerufenen Reibungsarbeiten 21,5 „
- 3) für die Zunahme der Reibungsarbeit durch die Nutzlast (0,02 . 164,5) 3,3 „
- 4) die Nutzlast selbst 164,5 „

Summa 210,5 Pferdest.

Es bedarf kaum der Bemerkung, dass in Wirklichkeit dieser hohe Betrag vielleicht niemals erreicht werden wird, da es sich kaum treffen wird, dass sämtliche Arbeitsmaschinen gleichzeitig im vollen Gange sind, aber der Constructeur des Motors hat solchen Werth als zu effectuierende Maximalleistung zu betrachten und bei Bestimmung der Dimensionen desselben zu berücksichtigen.

Auf Tafel VII sind in den Fig. 52—56 einige von den vorstehend besprochenen Diagrammen abgebildet.

Wenn die Uebereinstimmung der einzelnen Indicator-Versuche mit den dynamometrischen Messungen bei den vorstehend mitgetheilten Beobachtungsreihen eine ziemlich unbefriedigende ist, so muss zu dessen Erklärung auf folgende Punkte hingewiesen werden.

1) Bei dem angewendeten Indicator zeigte sich eine sehr merkliche und nicht ganz gleichmässige Kolbenreibung.

2) Die Elasticität der den Schreibstift führenden Theile verursachte einen erkennbaren Fehler, der mit dem beim Schreiben auf diese Theile von Hand auszuübenden Druck veränderlich war. Dieser Fehler ist bei dem Richard'schen Indicator besonders gross und dürfte nur bei der Anordnung von Hopkinson ganz in Wegfall kommen.

3) Die Bewegung der gesammten Maschinencomplexe war bei beiden Versuchsreihen sehr veränderlich, in Folge der ohne Unterlass erforderlichen Ausrückung einzelner Arbeitsmaschinen; ein wirklicher Beharrungszustand, bei dem allein zuverlässige Indicordiagramme gewonnen werden können, trat daher niemals ein oder konnte doch nicht abgewartet werden; dies geht deutlich hervor aus den nebenher jedesmal bewirkten Zählungen der Umdrehungen der Schwungradwelle, die z. B. in der Tetschener Flachsspinnerei während eines Theils der ganzen Beobachtungszeit ergab

Umdr. der Schwungradwelle pro Min. 38 38 37 35 36 32 35 37 38 40
nach Zwischenpausen von 2' 1' 1' 2' 2' 1' 2' 4' 1'

4) Die Feststellung darüber, welche der im ganzen Etablissement verstreuten 40—45 einzelnen Arbeitsmaschinen zu einem bestimmten für die Aufzeichnung des Diagramms gewählten Augenblick wirklich im Gange sind und welche zufällig ausgerückt, ist, wie schon oben bemerkt, bei einer geringen Zahl von Beobachtern eine ziemlich unsichere Sache.

5) Bei Aufzeichnung der Indicatorgramme waren immer eine grössere Zahl von Arbeitsmaschinen mit im Gange, deren Betriebskraft im Einzelnen nicht durch das Einschalte-Dynamometer zu ermitteln gewesen, vielmehr nur bei den bewirkten Aufstellungen nach den an ähnlichen oder gleichen Maschinen erfolgten Messungen abgeschätzt worden war; dahin gehören besonders die Feinspinnmaschinen, an welche durchweg schwer anzukommen war; dass so gewiss einige Unsicherheiten herbeigeführt sind, liegt an dem entschiedenen Einfluss, den Montirung und Bedienung der einzelnen Maschinen auf deren Kraftbedarf ausüben.

Die ersten beiden Mängel und der letzte lassen sich beseitigen, die unter 3. und 4. genannten treten in geringerem Maasse auf, wenn die Zahl der von einem Dampfmotor getriebenen Arbeitsmaschinen minder gross ist, als hier der Fall war.

Es erscheint übrigens ausser Zweifel, dass wie bei den dynamometrischen Messungen an den einzelnen Arbeitsmaschinen es Umstände giebt, welche die gewonnenen Werthe für die Betriebskraft häufiger zu gross als zu klein ausfallen lassen; bei den Indicatorversuchen dagegen alle Umstände (Kolbenreibung, Undichtheit des Kolbens, Elasticität des Stifthalters) dahin wirken, dass umgekehrt die indicirte Leistung gegen die wahre um mehr oder weniger zu klein ausfällt, und es muss künftigen Versuchen, vielleicht unter Zuhülfenahme des Prony'schen Zaums, vorbehalten bleiben, eine befriedigendere Uebereinstimmung der beiden Beobachtungsmethoden zu erlangen.

Inhalts-Verzeichniss.

	Seite		Seite
Einleitung	3	45—47. Vorspinnmaschinen für Werg	42
Berechnung der Resultate	3	48—51. Feinspinnmaschinen für Werg	42
Form der Mittheilung derselben. . .	9	52—55. Hilfsmaschinen	44
Wirkungsgrad der Arbeitsmaschinen	10	II. Spezielle Beschreibung der Versuche	51
Abgerundete Werthe der Betriebs-		A. Vorbereitungsmaschinen	51
kräfte	10	1. Flachsbreche	51
Widerstand am Umfang der Vorder-		2—3. Schwingmaschinen	53
cylinder bei Anlegen, Durchzügen,		4—5. Hechelmaschinen	55
Vor- und Feinspinnmaschinen. . .	11	B. Flachsspinnereimaschinen	60
Hierauf begründete Berechnung der		6—9. Anlegen	60
Betriebskräfte	13	10—17. Durchzüge	64
Zahl der Feinspindeln pro Pferdestärke	13	18—21. Vorspinnmaschinen	69
Verhältniss zwischen Materialquantum		22—27. Feinspinnmaschinen	74
und Betriebskraft	14	C. Wergspinnereimaschinen	80
Raumbedarf und Stellung der Ma-		28. Wergauflockerungsmaschine . . .	80
schinen	15	29—36. Wergkrempeln	81
I. Zusammenstellung der Ergebnisse der		37—44. Durchzüge	87
in Freiberg und Bünauburg ausgeführ-		45—47. Vorspinnmaschinen	92
ten Versuche	17	48—51. Feinspinnmaschinen	94
1. Flachsbreche	18	D. Hilfsmaschinen der Flachsspinnerei	95
2—3. Schwingmaschinen	18	52. Kreissäge	95
4—5. Hechelmaschinen	18	53. Drehbank	97
6—9. Anlegen	20	54. Riffelmaschine mit Drehbank . .	100
10—17. Durchzüge für Langflachs .	22	55. Schraubenventilator.	101
18—21. Vorspinnmaschinen für Lang-		III. Messung der Betriebskräfte mittels	
flachs	26	des Indicators	105
22—27. Feinspinnmaschinen für Lang-		A. Versuche in der Freiburger Spin-	
flachs	28	nerci	106
28. Auflockerungsmaschine für Werg	32	B. Versuche in der Tetschener Spin-	
29—36. Wergkrempeln	34	nerci	111
37—44. Durchzüge für Werg	38		

Hartig, Ernst

Mittheilungen der K. Sächs. Polytechnischen Schule zu Dresden

Bd.: 2

Leipzig 1869

4 Techn. 59 y-2

urn:nbn:de:bvb:12-bsb10230546-2